

F4

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2002-21845

(P 2 0 0 2 - 2 1 8 4 5 A)

(43) 公開日 平成14年1月23日 (2002. 1. 23)

(51) Int. Cl.

F16C 17/10
33/10

識別記号

F I

F16C 17/10
33/10

テーマコード (参考)

A 3J011
Z

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2000-207951 (P 2000-207951)

(71) 出願人 000002233

(22) 出願日 平成12年7月10日 (2000. 7. 10)

株式会社三協精機製作所
長野県諏訪郡下諏訪町5329番地

(72) 発明者 五明 正人

長野県諏訪郡下諏訪町5329番地 株式会社
三協精機製作所内

(72) 発明者 三浦 和司

長野県諏訪郡下諏訪町5329番地 株式会社
三協精機製作所内

(74) 代理人 100093034

弁理士 後藤 隆英

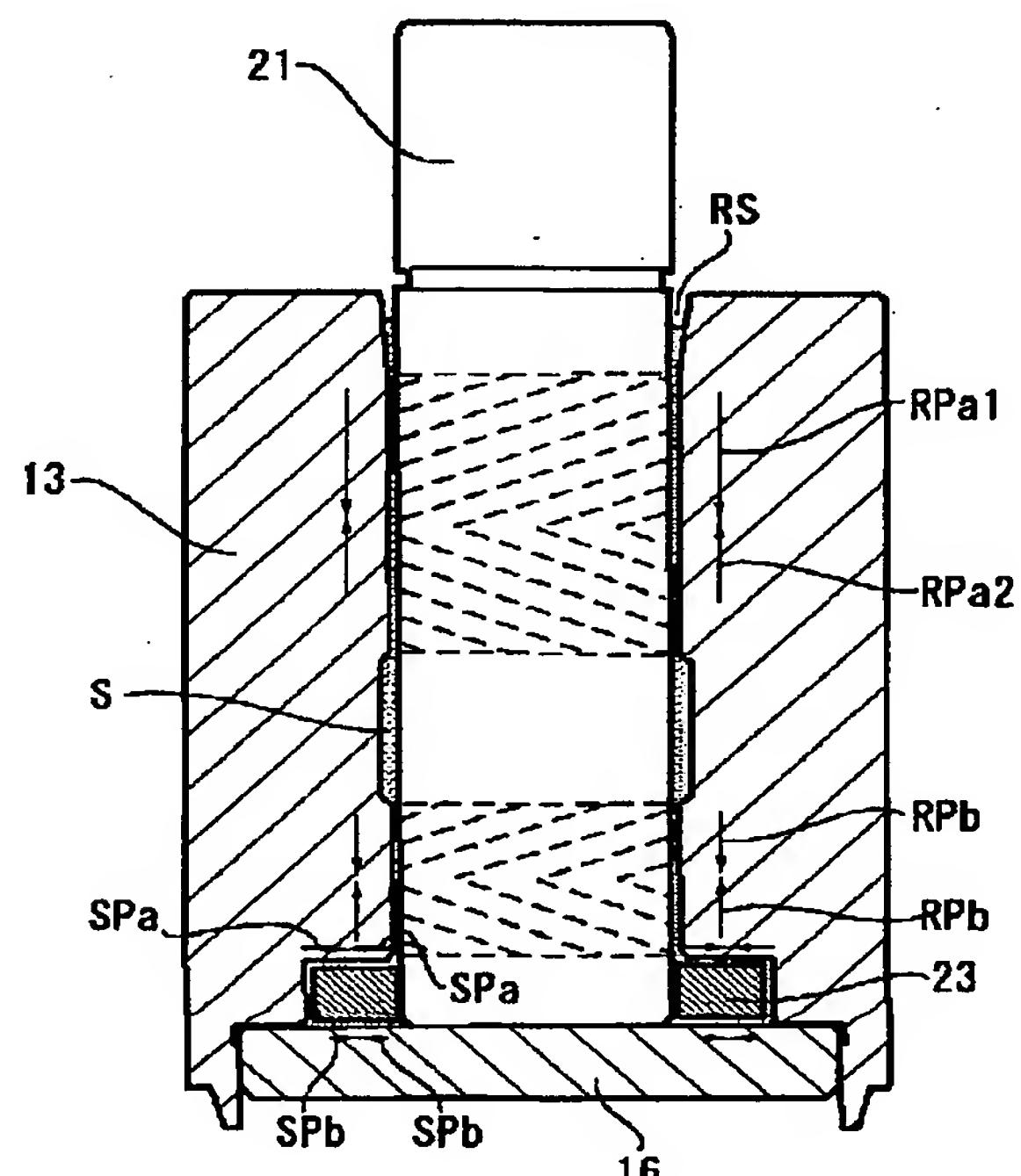
F ターム(参考) 3J011 AA06 AA12 BA02 CA03 KA04
MA23

(54) 【発明の名称】動圧軸受装置

(57) 【要約】

【課題】 簡易な構成で、潤滑流体の外部漏れを良好に防止することを可能とする。

【解決手段】 アンバランスな形状の流体加圧手段13aによる内方側加圧作用によって、軸受隙間空間内の潤滑流体を、常時、軸受隙間空間の閉塞側に向かって加圧し、上記軸受隙間空間内の潤滑流体の気液界面を内方側に押し込むようにして保持し、上記軸受隙間空間の開口側からの潤滑流体の漏れを良好に防止するように構成するとともに、潤滑流体の充填量を、アンバランスな形状の流体加圧手段13aによる内方側加圧作用を減少させることのない量に設定し、かつ開口側に配置したスラスト動圧軸受部SBaの軸受剛性を閉塞側に配置したスラスト動圧軸受部SBbの軸受剛性よりも大きくして得た剛性差を、上記アンバランスな形状の流体加圧手段13aに対抗させることによって、両スラスト動圧軸受部SBa, SBb内における軸受隙間を均一状態に維持し、軸受ロストトルクの増大を良好に防止したもの。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 軸部材に対して、該軸部材より大径の円盤状部材からなるスラストプレートが固定されているとともに、

これら軸部材及びスラストプレートの各々を半径方向外方側及び軸方向両側からそれぞれ近接対向するようにして取り囲む軸受部材を備えていることにより、上記軸部材と軸受部材との間における半径方向の対向軸受隙間空間にラジアル動圧軸受部が形成される一方、前記スラストプレートの軸方向両端面と軸受部材との間における軸方向の両対向軸受隙間空間にスラスト動圧軸受部がそれぞれ形成され、

上記ラジアル動圧軸受部からスラスト動圧軸受部に至るまで連続的に形成された軸受隙間空間の軸方向一端側が閉塞されているとともに、上記軸受隙間空間の軸方向他端側が開口され、

上記軸受隙間空間の開口側から軸方向内側の全体にわたって潤滑流体が連続的に充填され、その潤滑流体の気液界面が上記開口側に位置するものであって、

前記軸部材及びスラストプレート側と、前記軸受部材側との双方の部材どうしが相対的に回転したときに、前記ラジアル動圧軸受部及びスラスト動圧軸受部に設けられた所定の流体加圧手段によって前記潤滑流体に動圧力を発生させることにより、上記双方向の部材どうしをラジアル方向及びスラスト方向にそれぞれ相対的に浮上させる軸受構造を備えた動圧軸受装置において、

前記ラジアル動圧軸受部における流体加圧手段が、前記潤滑流体に対して軸受隙間空間の開口側から閉塞側に向かう内方側加圧力を与えるアンバランスな形状の動圧発生用溝から構成されているとともに、

前記軸受隙間空間内に充填された潤滑流体の充填量は、前記スラストプレートと軸受部材との両部材どうしが前記スラスト動圧軸受部内でスラスト方向に相対浮上したときの前記気液界面の内方側への移動にかかわらず、前記内方向加圧力を維持する量に設定され、かつ、

前記スラストプレートの軸方向両端側に設けられた両スラスト動圧軸受部のうちの前記軸受隙間空間の開口側に配置されたスラスト動圧軸受部の軸受剛性が、閉塞側に配置されたスラスト動圧軸受部の軸受剛性よりも大きくなるように構成されていることを特徴とする動圧軸受装置。

【請求項2】 前記軸受隙間空間の開口側には、前記ラジアル動圧軸受部を構成している軸部材と軸受部材との間の隙間量を軸受外方側に向かって徐々に拡大させた毛細管シール部が配置され、該毛細管シール部内に前記潤滑流体の気液界面が位置するように上記潤滑流体が充填されているとともに、

上記ラジアル動圧軸受部が軸方向に2箇所設けられ、その2箇所の両ラジアル動圧軸受部のうちの前記毛細管シール部側寄りの外方側のラジアル動圧軸受部に、前記ア

ンバランスな形状の動圧発生用溝が設けられ、かつそのアンバランスな形状の動圧発生用溝は、前記スラストプレートと軸受部材との両部材どうしが前記スラスト動圧軸受部で相対浮上したときの気液界面の内方側移動にかかわらず、前記内方向加圧力を維持するように構成されていることを特徴とする請求項1記載の動圧軸受装置。

【請求項3】 前記毛細管シール部を画成している軸部材と軸受部材は、それら両部材の対向表面どうしのなす角度が軸受外方側に向かって連続的又は不連続的に小さくなるように形成されていることを特徴とする請求項2記載の動圧軸受装置。

【請求項4】 前記スラストプレートの軸方向両端側に設けられた両スラスト動圧軸受部の各々には、スラスト方向の動圧を発生させるように形成された動圧発生用溝が設けられ、

前記開口側に配置されたスラスト動圧軸受部の動圧発生用溝が、前記閉塞側に配置されたスラスト動圧軸受部の動圧発生用溝よりも大きな加圧作用を有するように形成されていることを特徴とする請求項1記載の動圧軸受装置。

【請求項5】 前記開口側に配置されたスラスト動圧軸受部の軸受剛性と、前記閉塞側に配置されたスラスト動圧軸受部の軸受剛性との剛性差が、前記内方向加圧力によりスラスト軸受部に発生する浮上力と対応するよう設定されていることを特徴とする請求項1記載の動圧軸受装置。

【請求項6】 前記動圧軸受装置が、ロータマグネットを有するロータ部と、ステータコアを有するステータ部とを有するモータに用いられたものであることを特徴とする請求項1記載の動圧軸受装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、所定の潤滑流体の動圧力により、軸部材と軸受部材とを相対回転可能に浮上させて支持するようにした動圧軸受装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 近年、磁気ディスク、ポリゴンミラー、光ディスク等の各種回転体を高速回転支持するための動圧軸受装置に関する提案が種々行われている。動圧軸受装置は、例えば図10のようなモータに適用され、軸部材1に対して軸受部材としての軸受スリープ2が相対回転可能に装着されており、上記軸部材1の外周側に設けられた動圧面と、上記軸受スリープ2の内周側に設けられた動圧面とが半径方向に近接対向されて形成された所定の狭小隙間に内に空気やオイル等の潤滑流体が注入されることによって、ラジアル動圧軸受部RBが形成されている。また、上記軸部材1に嵌着・固定されたスラストプレート3側に設けられた動圧面と、上記軸受スリープ2側の動圧面、及び軸受スリープ2に取り付けられたカウンターブレート4側の動圧面とが、所定の狭小隙間を

介して軸方向に近接対向するように配置されており、その狭小隙間内に空気やオイル等の潤滑流体が注入されることによってスラスト動圧軸受部SBa, SBbが構成されている。

【0003】そして、上記ラジアル動圧軸受部RB及びスラスト動圧軸受部SBa, SBbにおける対向する両動圧面のうちの少なくとも一方側に設けられた動圧発生用溝等の流体加圧手段(図示省略)のポンピング作用によって潤滑流体が加圧され、それにより生じさせられた動圧力により固定側の部材に対して回転側の部材が、ラジアル方向及びスラスト方向にそれぞれ浮上した状態で回転支持が行われるようになっている。

【0004】このようなラジアル動圧軸受部RB及びスラスト動圧軸受部SBa, SBbは、一般に複数箇所に分離して配置されているが、それら複数の各動圧軸受部の各々に対して別個・独立に潤滑流体を充填しておくと、潤滑流体の量が全体的に少なくなつて、その潤滑流体に酸化やゲル化を生じて劣化し易くなる上に、蒸発などによって軸受寿命が短くなり、加えて、圧力変化や温度変化によって潤滑流体に漏れを生じ易いなどの問題点もある。このことから、上述したラジアル動圧軸受部RBからスラスト動圧軸受部SBa, SBbに至る軸受隙間空間の全体に、潤滑流体を連続的に充填しておき、潤滑流体の量を増大させることによって上述した問題を解消し得るようにした動圧軸受装置が開発されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このように軸受隙間空間の全体を潤滑流体で完全に満たした場合であっても、その軸受隙間空間の内部で発生する負圧部位に気泡が発生することがあり、その気泡によって潤滑流体が軸受外部側に押し出されてしまい、潤滑流体の外部漏出を生じるおそれがある。

【0006】そこで本発明は、簡易な構成で、潤滑流体の外部漏れを良好に防止することができるようとした動圧軸受装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、請求項1記載の動圧軸受装置では、軸部材に対して、該軸部材より大径の円盤状部材からなるスラストプレートが固定されているとともに、これら軸部材及びスラストプレートの各々を半径方向外方側及び軸方向両側からそれぞれ近接対向するようにして取り囲む軸受部材を備えていることにより、上記軸部材と軸受部材との間ににおける半径方向の対向軸受隙間空間にラジアル動圧軸受部が形成される一方、前記スラストプレートの軸方向両端面と軸受部材との間における軸方向の両対向軸受隙間空間にスラスト動圧軸受部がそれぞれ形成され、上記ラジアル動圧軸受部からスラスト動圧軸受部に至るまで連続的に形成された軸受隙間空間の軸方向一端側が閉塞

されているとともに、上記軸受隙間空間の軸方向他端側が開口され、上記軸受隙間空間の開口側から軸方向内側の全体にわたって潤滑流体が連続的に充填され、その潤滑流体の気液界面が上記開口側に位置するものであつて、前記軸部材及びスラストプレート側と、前記軸受部材側との双方の部材どうしが相対的に回転したときに、前記ラジアル動圧軸受部及びスラスト動圧軸受部に設けられた所定の流体加圧手段によって前記潤滑流体に動圧力を発生させることにより、上記双方向の部材どうしを

10 ラジアル方向及びスラスト方向にそれぞれ相対的に浮上させる軸受構造を備えた動圧軸受装置において、前記ラジアル動圧軸受部における流体加圧手段が、前記潤滑流体に対して軸受隙間空間の開口側から閉塞側に向かう内方側加圧力を与えるアンバランスな形状の動圧発生用溝から構成されているとともに、前記軸受隙間空間内に充填された潤滑流体の充填量は、前記スラストプレートと軸受部材との両部材どうしが前記スラスト動圧軸受部内でスラスト方向に相対浮上したときの前記気液界面の内方側への移動にかかわらず、前記内方向加圧力を維持する量に設定され、かつ、前記スラストプレートの軸方向両端側に設けられた両スラスト動圧軸受部のうちの前記軸受隙間空間の開口側に配置されたスラスト動圧軸受部の軸受剛性が、閉塞側に配置されたスラスト動圧軸受部の軸受剛性よりも大きくなるように構成されている。

【0008】また、請求項2記載の動圧軸受装置では、前記請求項1記載の軸受隙間空間の開口側には、前記ラジアル動圧軸受部を構成している軸部材と軸受部材との間の隙間量を軸受外方側に向かって徐々に拡大させた毛細管シール部が配置され、該毛細管シール部内に前記潤滑流体の気液界面が位置するよう上記潤滑流体が充填されているとともに、上記ラジアル動圧軸受部が軸方向に2箇所設けられ、その2箇所の両ラジアル動圧軸受部のうちの前記毛細管シール部側寄りの外方側のラジアル動圧軸受部に、前記アンバランスな形状の動圧発生用溝が設けられ、かつ、そのアンバランスな形状の動圧発生用溝は、前記スラストプレートと軸受部材との両部材どうしが前記スラスト動圧軸受部で相対浮上したときの気液界面の内方側移動にかかわらず、前記内方向加圧力を維持するように構成されている。

40 【0009】さらに、請求項3記載の動圧軸受装置では、前記請求項2記載の毛細管シール部を構成している軸部材と軸受部材は、それら両部材の対向表面どうしのなす角度が軸受外方側に向かって連続的又は不連続的に小さくなるように形成されている。

【0010】さらにまた、請求項4記載の動圧軸受装置では、前記請求項1記載のスラストプレートの軸方向両端側に設けられた両スラスト動圧軸受部の各々には、スラスト方向の動圧を発生させるように形成された動圧発生用溝が設けられ、前記開口側に配置されたスラスト動圧軸受部の動圧発生用溝が、前記閉塞側に配置されたス

ラスト動圧軸受部の動圧発生用溝よりも大きな加圧作用を有するように形成されている。

【0011】一方、請求項5記載の動圧軸受装置では、前記請求項1記載の開口側に配置されたラスト動圧軸受部の軸受剛性と、前記閉塞側に配置されたラスト動圧軸受部の軸受剛性との剛性差が、前記内方向加圧力によりラスト軸受部に発生する浮上力と対応するように設定されている。

【0012】また、請求項6記載の動圧軸受装置では、前記請求項1記載の動圧軸受装置が、ロータマグネットを有するロータ部と、ステータコアを有するステータ部とを有するモータに用いられたものである。

【0013】このような構成を有する本発明にかかる動圧軸受装置によれば、アンバランスな形状の動圧発生用溝からなる流体加圧手段の内方側加圧作用によって、軸受隙間空間内の潤滑流体が、常時、閉塞側に向かって加圧されることとなり、その内方側加圧作用によって、上記軸受隙間空間内の潤滑流体の気液界面が内方側に押し込まれるようにして軸受内方側に保持されることから、上記軸受隙間空間の開口側からの潤滑流体の漏れが良好に防止されるようになっている。

【0014】一方、ラスト動圧軸受部内においては、回転停止時に接触していた部材どうしが、回転開始とともにラスト方向に相対的に浮上して互いに離間すると、その接觸状態となっていた部位には浮上作用と同時に潤滑流体が流入してくることとなり、その流入分に相当する量の潤滑流体が軸受隙間空間の内方側に移動していく、上記軸受隙間空間の開放側に位置する気液界面も内部側に移動する。このとき、その内部側に移動した潤滑流体の気液界面が、上記アンバランスな形状の動圧発生用溝にまで至ってしまうと、当該アンバランスな形状の動圧発生用溝からなる流体加圧手段の内方側加圧作用が減少することとなる。このようなことから本発明では、上記流体加圧手段の内方側加圧作用が減少することのないように潤滑流体の充填量が設定されており、その結果として、上述した潤滑流体の外部漏れ防止作用が安定的に得られるようになっている。

【0015】また、アンバランスな形状の動圧発生用溝からなる流体加圧手段の内方側加圧作用によって、軸受隙間空間内の潤滑流体を閉塞側に向かって加圧すると、その加圧分に相当する量だけ、ラスト動圧軸受部内におけるラスト浮上量が大きくなつてラスト動圧軸受部内における軸受隙間が不均一状態となり、軸受ロストトルクが増大することが考えられる。このようなことから本発明では、開口側に配置されたラスト動圧軸受部の軸受剛性を、閉塞側に配置されたラスト動圧軸受部の軸受剛性よりも大きくなるように構成しており、そのラスト動圧軸受部の剛性差を、流体加圧手段の内方向加圧力に対抗させることによってラスト動圧軸受部内における軸受隙間が均一状態に維持し、その結果として、

軸受ロストトルクの増大を良好に防止するようにしている。

【0016】さらに、シール部を画成している隙間を軸受外方に向かって徐々に拡大するにあたって、軸部材と軸受部材とのなす角度を軸受外方側に向かって連続的又は不連続的に小さくなるように形成しておけば、シール部の容量が増大されることとなり、軸受の長寿命化が図られるとともに、潤滑流体の気液界面の位置移動量が小さい範囲に抑えられることから、特に、装置全体を薄型化した場合には有効である。

【0017】

【発明の実施の形態】以下、本発明をハードディスク駆動装置(HDD)に適用した実施形態について説明するが、まず、上記ハードディスク駆動装置(HDD)の全体構造を図面に基づいて説明する。

【0018】図1に示されている軸回転のHDD用スピンドルモータの全体は、固定部材としてのステータ組10と、そのステータ組10に対して図示上側から組み付けられた回転部材としてのロータ組20とから構成されている。このうちステータ組10は、図示を省略した固定基台側にネジ止めされる固定フレーム11を有している。この固定フレーム11は、軽量化を図るためにアルミ系金属材料から形成されているが、当該固定フレーム11の略中央部分に立設するようにして形成された環状の軸受ホルダー12の内周側には、中空円筒状に形成された固定軸受部材としての軸受スリープ13が、圧入又は焼バメによって上記軸受ホルダー12に接合されている。この軸受スリープ13は、軸受孔となる小径の孔加工等を容易化するためにリン青銅などの銅系合金材料から形成されている。

【0019】また、前記軸受ホルダー12の外周取付面には、電磁鋼板の積層体からなるステータコア14が嵌着されている。このステータコア14に設けられた各突極部には、駆動コイル15がそれぞれ巻回されている。

【0020】さらに、上記軸受スリープ13の中心位置に設けられた軸受孔内には、上述したロータ組20を構成する回転軸21が回転自在に挿入されている。本実施形態における回転軸21は、所定のステンレス鋼から形成されている。

【0021】そして、図3にも示されているように、上記軸受スリープ13の軸受孔の内周面に形成された動圧面が、上記回転軸21の外周面に形成された動圧面を外側から取り囲むようにして半径方向に近接配置されており、それらの間の微小な軸受隙間空間に、2箇所のラジアル動圧軸受部RB、RBが軸方向に離して設けられている。より詳細には、上記各ラジアル動圧軸受部RBにおける軸受スリープ13側の動圧面と、回転軸21側の動圧面とは、数μmの微少隙間を介して周状に対向配置されており、その微少隙間からなる軸受隙間空間内に、潤滑オイルや磁性流体等からなる所定の潤滑流体が注入

50

されている。このとき、上記 2箇所のラジアル動圧軸受部 R B, R B の間には、流体溜部 S が設けられていて、それら 2箇所のラジアル動圧軸受部 R B, R B 及び流体溜部 S を含む軸受隙間空間内に、上記潤滑流体が軸方向に連続するように充填されている。

【0022】さらに、上記軸受スリープ 13 に設けられた内周側動圧面には、特に図 2 に示されているような略「く」の字状のヘリングボーン形状を有するラジアル動圧発生用溝 13a, 13b が、軸方向に 2 ブロックに分けて環状に凹設されており、前記回転軸 21 の回転時に、上記両ラジアル動圧発生用溝 13a, 13b のポンピング作用によって潤滑流体が加圧されて動圧力を生じ、その潤滑流体の動圧力によって前記回転軸 21 とともに後述する回転ハブ 22 が、ラジアル方向に浮上されながら軸支持される構成になされている。

【0023】このとき、前記軸受スリープ 13 の図示下端側に設けられた開口部分は、後述するカウンタープレート 16 によって閉塞されているとともに、当該軸受スリープ 13 の図示上端側の開口部分は、軸受外側（図示上側）に向かって開放されていて、上述した軸受隙間空間も、図示下端側が閉塞されるとともに、図示上端側が開口された構造になされている。そして、その軸受隙間空間の閉塞側（図示下側）に配置されたラジアル動圧発生用溝 13b においては、図示上側に設けられた上方傾斜溝 13b1 と、図示下側に設けられた下方傾斜溝 13b2 との双方が、軸方向に略同一の長さ Lb を有するように形成されており、その同一長さの両傾斜溝 13b1, 13b2 よりて、図 6 にも示されているように、軸方向にバランスした動圧力 RPb を発生する構成になされている。

【0024】これに対して、上記軸受隙間空間の開口側（図示上側）に配置されたラジアル動圧発生用溝 13a においては、図示上側に設けられた上方傾斜溝 13a1 の軸方向長さ La1 が、図示下側に設けられた下方傾斜溝 13a2 の軸方向長さ La2 よりも長くなるように形成されており ($La1 > La2$)、このようなアンバランス形状によって、図 6 にも示されているように、上述した上方傾斜溝 13a1 による加圧力 RPa1 が、下方傾斜溝 13a2 の加圧力 RPa2 よりも大きくなるように構成されている ($RPa1 > RPa2$)。すなわち、この軸受隙間空間の開口側（図示上側）に配置されたラジアル動圧発生用溝 13a においては、軸受外方寄りの開口側から軸受内方側に位置する閉塞側に向かって、潤滑流体を加圧するポンプイン構造が採用されており、そのポンプイン構造により上記潤滑流体に対して、常時、内方向加圧力を付与する構成になされている。

【0025】さらに、上記軸受隙間空間の開口側（図示上側）に配置されたラジアル動圧発生用溝 13a の外端部分（図示上端部分）には、毛細管シール部 RS が配置されている。この毛細管シール部 RS は、上記軸受スリ

ープ 13 の開口部分に形成された傾斜面により、上述した軸受隙間空間を軸受外方側に向かって徐々に拡大した構成からなるものであって、例えば 20 μm から 300 μm の隙間寸法に形成されている。この毛細管シール部 RS 中には、モータの回転・停止のいずれの場合においても、潤滑流体の気液界面が位置する構成になされているが、この気液界面の位置については後述する。

【0026】一方、前記回転軸 21 の図示下端側の先端部分には、円盤状のスラストプレート 23 が固着されている。このスラストプレート 23 は、上述した軸受スリープ 13 の図示下端側の中心部分に凹設された円筒状の窪み部内に収容されるようにして配置されていて、その軸受スリープ 13 の窪み部内において、当該スラストプレート 23 の図示上側の端面に設けられた動圧面が、上記軸受スリープ 13 側の動圧面に対して、軸方向に近接対向するように配置されている。そして、それらスラストプレート 23 及び軸受スリープ 13 の両動圧面どうしの軸受隙間空間に、上側のスラスト動圧軸受部 SBa が形成されている。

【0027】さらにまた、上記スラストプレート 23 の図示下側の端面に設けられた動圧面に近接するようにして、比較的大径の円盤状部材からなるカウンターパート 16 が配置されている。このカウンターパート 16 は、上記軸受スリープ 13 の下端側開口部分を閉塞するよう固定されたものであって、当該カウンターパート 16 の図示上面側に設けられた動圧面と、上述したスラストプレート 23 の図示下側の動圧面との間の近接対向隙間部分に、下側のスラスト動圧軸受部 S Bb が形成されている。

【0028】上述したように軸方向に隣接して配置された一組のスラスト動圧軸受部 SBa, S Bb を構成しているスラストプレート 23 側の両動圧面と、それに対向する軸受スリープ 13 及びカウンターパート 16 側の両動圧面とは、それぞれ数 μm の微少隙間を介して軸方向に対向配置されているとともに、その微少隙間からなる軸受隙間空間内には、前述したラジアル動圧軸受部 RB から連続するようにして、同一の潤滑流体が充填されており、その潤滑流体は、前記スラストプレート 23 の外周側通路を介して軸方向に連続させられている。

【0029】さらに、上述した図示下側のスラスト動圧軸受部 S Bb における上記スラストプレート 23 の図示下側端面の動圧面と、前記カウンターパート 16 の動圧面との少なくとも一方側には、例えば図 4 に示されているような略「く」の字状のヘリングボーン形状を有する動圧発生用溝 SGb が環状に凹設されている。また、図示上側のスラスト動圧軸受部 SBa における上記スラストプレート 23 の図示上側端面の動圧面と、前記軸受スリープ 13 の動圧面との少なくとも一方側には、例えば図 5 に示されているような略「く」の字状のヘリングボーン形状を有する動圧発生用溝 SGa が環状に凹設さ

れていて、前記回転軸 21 の回転時に、上記各スラスト動圧発生用溝 SG b 及び SG a のポンピング作用によって潤滑流体が加圧されて動圧力を生じ、その潤滑流体の動圧力によって、回転軸 21 及び回転ハブ 22 が、スラスト方向に軸支持される構成になされている。

【0030】このとき、図4に示されているように、下側スラスト動圧軸受部 SB b に設けられたスラスト動圧発生用溝 SG b では、半径方向内方側に設けられた内側傾斜溝 SG b 1 と、半径方向外方側に設けられた外側傾斜溝 SG b 2 との双方が、半径方向に略同一の長さ R b を有するように形成されており、その同一長さの両傾斜溝 SG b 1, SG b 2 によって、図6に示されているように、半径方向にバランスした動圧力 SP b, SP b をそれぞれ発生する構成になされている。

【0031】一方、図5に示されているように、上側スラスト動圧軸受部 SB a に設けられたスラスト動圧発生用溝 SG a においては、半径方向内方側の方が周速が小さくなることを考慮して、内側傾斜溝 SG a 1 の半径方向長さ Ra 1 が、外側傾斜溝 SG a 2 の半径方向長さ Ra 2 よりもやや長く形成されており ($R_a 1 > R_a 2$) 、そのような長さ関係にある両傾斜溝 SG a 1, SG a 2 よりて、半径方向にバランスした動圧力 SP a, SP a を発生する構成になされている。また、この上側スラスト動圧軸受部 SB a におけるスラスト動圧発生用溝 SG a の両傾斜溝 SG a 1, SG a 2 の半径方向長さ Ra 1, Ra 2 は、上述した下側のスラスト動圧軸受部 SB b におけるスラスト動圧発生用溝 SG b の両傾斜溝 SG b 1, SG b 2 の半径方向長さ R b よりも大きくなるように形成されている ($R_a 1 > R_b, R_a 2 > R_b$) 。

【0032】すなわち、特に図6に示されているように、開口側寄りの上側スラスト動圧軸受部 SB a による動圧力 SP a は、閉塞側寄りの下側スラスト動圧軸受部 SB b による動圧力 SP b よりも大きい値となるように構成されていて ($SP_a > SP_b$) 、上側スラスト動圧軸受部 SB a のスラスト軸受剛性が、下側スラスト動圧軸受部 SB b のスラスト軸受剛性よりも大きくなるように構成されている。そして、このようなスラスト動圧軸受部 SB a, SB b に設定された軸受剛性差によって、前述したラジアル動圧発生用溝 13 a のポンプイン構造による内方向加圧力に対抗する構成が採用されていて、そのような動圧力の対抗作用によって、前記両スラスト動圧軸受部 SB a, SB b におけるスラストプレート 23 の浮上量が両側で均等になされるように構成されている。

【0033】より詳細には、回転が始まると、前述したアンバランスな形状のラジアル動圧発生用溝 13 a の内方側加圧作用によって、軸受隙間空間内の潤滑流体が閉塞側に向かって加圧され、その加圧分に相当する量だけ、下側スラスト動圧軸受部 SB b におけるスラスト浮

上量が大きくなってしまい、両スラスト動圧軸受部 SB a, SB b 内における軸受隙間が不均一状態となり、軸受ロストルクが増大することが考えられる。このことから本実施形態では、上記両スラスト動圧軸受部 SB a, SB b のそれぞれにおける軸受隙間の不均一をキャンセルするように、開口側に配置されたスラスト動圧軸受部 SB a の軸受剛性と、閉塞側に配置されたスラスト動圧軸受部 SB b の軸受剛性との間に軸受剛性差を設けることによって、スラスト動圧軸受部 SB a, SB b 内における軸受隙間を均一状態に維持し、その結果、軸受ロストルクの増大を良好に防止している。

【0034】さらに、上述した毛細管シール部 RS から、ラジアル動圧軸受部 RB 及びスラスト動圧軸受部 SB a, SB b の軸受隙間空間内にかけて連続的に充填された潤滑流体の充填量は、以下のような量に設定されている。すなわち、上記スラスト動圧軸受部 SB a, SB b 内において、回転停止時に図3のようにカウンターパレート 16 側に接触していた回転軸 21 及びスラストプレート 23 は、回転開始とともに図6のようにスラスト方向に浮上して上方に離間することとなるが、その接触状態となっていた部位には、浮上作用と同時に潤滑流体が流入してくる。その結果、上記軸受隙間空間の潤滑流体は、上述した接触部位への流入分に相当する量が、図示下側である内方側に向かって移動することとなり、前述した毛細管シール部 RS における気液界面も、内部側に下降するよう移動する。このとき、内部側に移動した潤滑流体の気液界面が、下降し過ぎてしまうと、前記アンバランスな形状の開口側(図示上側)のラジアル動圧発生用溝 13 a に潤滑流体の気液界面が位置することとなり、その結果、上記アンバランスな形状のラジアル動圧発生用溝 13 a のポンプイン構造による内方側加圧作用が不十分となることが生じうる。そこで本実施形態では、上記ラジアル動圧発生用溝 13 a の内方側加圧作用が不十分となることのないように、潤滑流体の気液界面の下降量を考慮して、当該気液界面の下降分を補い得る量とするように潤滑流体の充填量が設定されており、前記気液界面の内方側移動にかかわらず、内方側加圧作用が安定的に維持される構成になされている。

【0035】一方、図1に戻って、前記回転軸 21 とともにロータ組 20 を構成している回転ハブ 22 は、図示を省略した磁気ディスク等の記録媒体を搭載するように、アルミ系金属からなる略カップ状部材からなり、当該回転ハブ 22 の中心部分設けられた接合穴 22 d が、上記回転軸 21 の図示上端部分に対して、圧入又は焼嵌めによって一体的に接合されている。

【0036】上記回転ハブ 22 は、記録媒体ディスクを外周部に搭載する略円筒状の胴部 22 a を有しているとともに、この胴部 22 a の図示下側の内周壁面側に、バックヨーク 22 b を介して環状駆動マグネット 22 c が取り付けられている。この環状駆動マグネット 22 c

は、前述したステータコア14の突極部の外周側端面に對して環状に對向するように近接配置されている。

【0037】このように本実施形態にかかる動圧軸受装置によれば、アンバランスな形状のラジアル動圧発生用溝13aのポンプイン構造による内方側加圧作用によって、軸受隙間空間内の潤滑流体が、常時、軸受隙間空間の閉塞側に向かって加圧されることとなり、それによつて、上記軸受隙間空間内の潤滑流体の気液界面が内方側に押し込まれるようにして保持されることから、上記軸受隙間空間の開口側に設けられた毛細管シール部RSからの潤滑流体の漏れが良好に防止されるようになってい

る。

【0038】また、上述した実施形態では、潤滑流体の充填量が、アンバランスな形状のラジアル動圧発生用溝13aのポンプイン構造による内方側加圧作用を不十分な値とすることのない量に設定されていることから、上述した潤滑流体の外部漏れ防止作用が、安定的に得られる。なお、この潤滑流体の充填量は、不十分な値とならなければ多少の減少は構わない。

【0039】さらに、アンバランスな形状のラジアル動圧発生用溝13aの内方側加圧作用によって、軸受隙間空間内の潤滑流体を閉塞側に向かって加圧すると、その加圧分に相当する量だけ、スラスト動圧軸受部SBb内におけるスラスト浮上量が大きくなつて、スラスト動圧軸受部SBa, SBb内における軸受隙間が不均一状態となり、軸受ロストトルクが増大することが考えられるが、上述した本実施形態では、開口側に配置されたスラスト動圧軸受部の軸SBaの軸受剛性を、閉塞側に配置されたスラスト動圧軸受部SBbの軸受剛性よりも大きくなるように構成し、そのスラスト動圧軸受部SBa, SBbの剛性差を上記ラジアル動圧発生用溝13aの内方向加圧力に對向させることによってスラスト動圧軸受部SBa, SBb内における軸受隙間を均一状態に維持し、軸受ロストトルクの増大を良好に防止している。

【0040】このとき、特に図7に示されているような軸方向に薄型化した動圧軸受装置の場合には、上述した毛細管シール部RSを画成している回転軸21及び軸受スリーブ13の両部材の対向表面どうしのなす角度(接線方向角度)を、例えば図8または図9に示されているように、軸受外方側(図示上側)に向かって連続的に小さくなるように形成したり(図8参照)、不連続的に小さくなるように形成したりする(図9参照)ことが好ましい。

【0041】このように、毛細管シール部RSを画成する回転軸21と軸受スリーブ13とのなす角度を、軸受外方側(図示上側)に向かって連続的又は不連続的に小さくなるように形成しておけば、毛細管シール部RSの容量が増大されることとなって、軸受装置の長寿命化が図られるとともに、潤滑流体の気液界面Aの位置移動量が小さい範囲に抑えられることとなって、本実施形態の

ように軸受装置の全体を薄型化した場合には、特に有効である。

【0042】以上、本発明者によってなされた発明の実施形態を具体的に説明したが、本発明は上記実施形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々変形可能であるというのはいうまでもない。

【0043】例えば、本発明は、上述したハードディスク駆動用(HDD)モータ以外の、例えばポリゴンミラー回転用のモータに用いられる動圧軸受装置等に対しても同様に適用することができる。

【0044】

【発明の効果】以上述べたように本発明にかかる動圧軸受装置は、アンバランスな形状の流体加圧手段による内方側加圧作用によって、軸受隙間空間内の潤滑流体を、常時、軸受隙間空間の閉塞側に向かって加圧し、上記軸受隙間空間内の潤滑流体の気液界面を内方側に押し込むようにして保持し、上記軸受隙間空間の開口側からの潤滑流体の漏れを良好に防止するように構成するとともに、潤滑流体の充填量を、アンバランスな形状の流体加圧手段による内方側加圧作用を不十分とすることのない量に設定し、かつ開口側に配置したスラスト動圧軸受部の軸受剛性を閉塞側に配置したスラスト動圧軸受部の軸受剛性よりも大きくして得た剛性差を、上記アンバランスな形状の流体加圧手段に對抗させることによって、両スラスト動圧軸受部内における軸受隙間を均一状態に維持し、軸受ロストトルクの増大を良好に防止したものである。従つて本発明によれば、簡易な構成で、潤滑流体の外部漏れを良好に防止することができ、動圧軸受装置の寿命を延ばして信頼性を高めることができるとともに、軸受特性を向上させることができる。

【0045】さらに本発明は、シール部を画成している隙間を軸受外方に向かって徐々に拡大するにあたつて、軸部材と軸受部材とのなす角度を軸受外方側に向かって連続的又は不連続的に小さくなるように形成してシール部の容量を増大させ、軸受の長寿命化を図るとともに、潤滑流体の気液界面の位置移動量を小さい範囲に抑えるようにしたものであるから、特に装置全体を薄型化した場合において上述した効果を顕著なものとすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態にかかる動圧軸受装置を備えたHDD(ハードディスク駆動装置)用モータの構造例を表した縦断面説明図である。

【図2】図1に示された動圧軸受装置に用いられている軸受部材の構造を表した部分縦断面説明図である。

【図3】図1に示された動圧軸受装置における回転軸が停止した状態を表した図2相当の部分縦断面説明図である。

【図4】図1に示された動圧軸受装置に用いられている下側スラスト動圧発生用溝の一例を表した平面説明図で

ある。

【図5】図1に示された動圧軸受装置に用いられている上側スラスト動圧発生用溝の一例を表した平面説明図である。

【図6】図1に示された動圧軸受装置の回転起動状態を表したものであって、各軸受部における動圧力のバランス状態を表した図2相当の部分縦断面説明図である。

【図7】本発明の他の実施形態にかかる動圧軸受装置の構造を表した部分縦断面説明図である。

【図8】図6にかかる実施形態におけるシール部の形状の一例を表した部分拡大縦断面説明図である。

【図9】図6にかかる審査形態におけるシール部の形状

【図1-9】上記のほかの実施形態における、各部の形状の他の例を表した部分拡大縦断面説明図である。

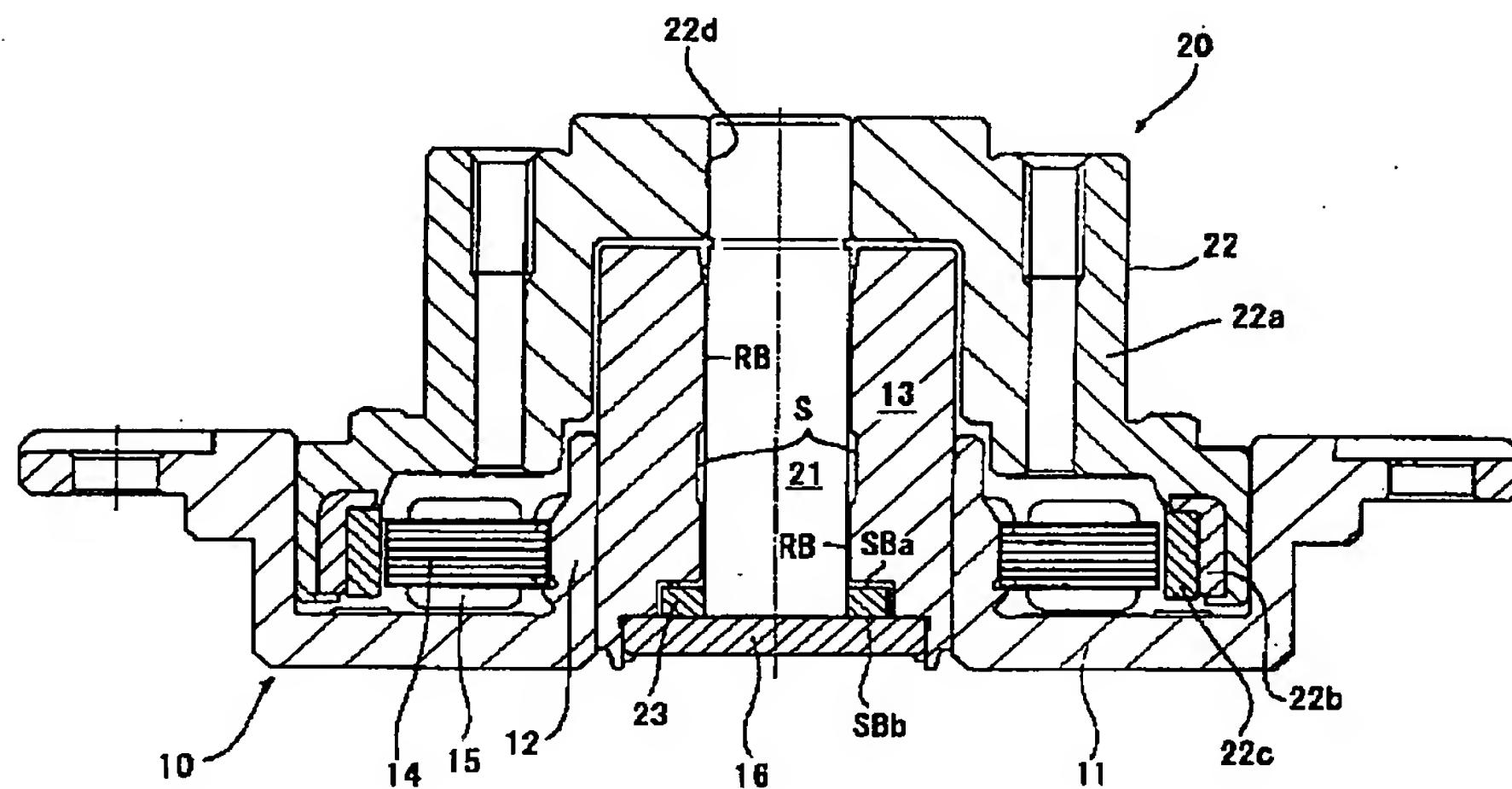
【図10】一般の動圧軸支装置を備えたHDD（ハードディスク駆動装置）用モータの構造例を表した縦断面説明図である。

【第八二】**説明**

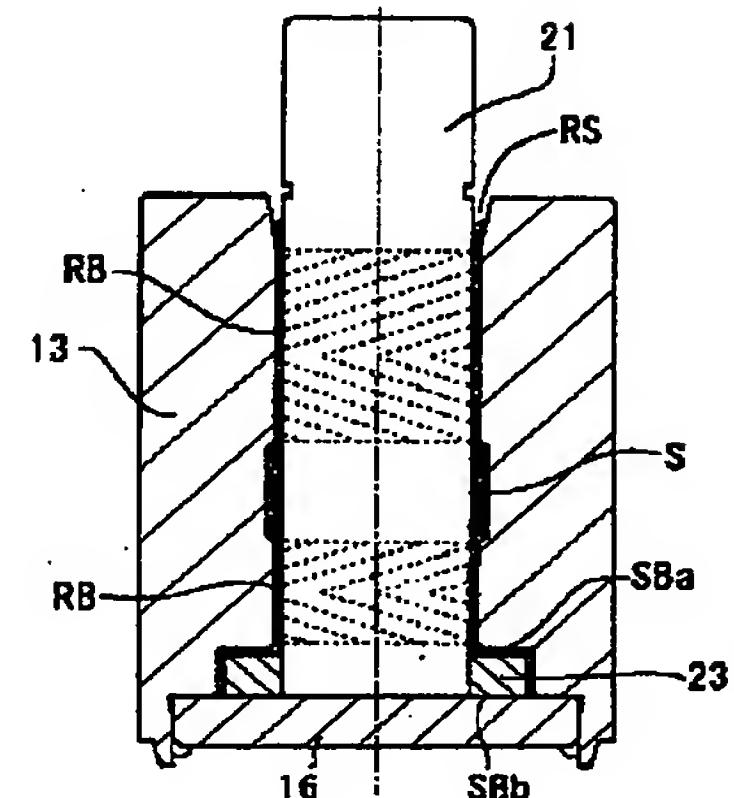
【符号の説明】

- 1 0 ステータ組 (固定部材)
1 1 固定フレーム
1 3 軸受スリーブ (軸受部材)
1 3 a, 1 3 b ラジアル動圧発生用溝
1 3 a 1, 1 3 b 2 上方傾斜溝
1 3 b 1, 1 3 a 2 下方傾斜溝
1 6 カウンタープレート
2 0 ロータ組 (回転部材)
2 1 回転軸
2 2 回転ハブ
2 3 スラストプレート
R B, R B ラジアル動圧軸受部
R S 毛細管シール部
S B a, S B b スラスト動圧軸受部
S G a, S G b 動圧発生用溝
S G b 1 内側傾斜溝
S G b 2 外側傾斜溝

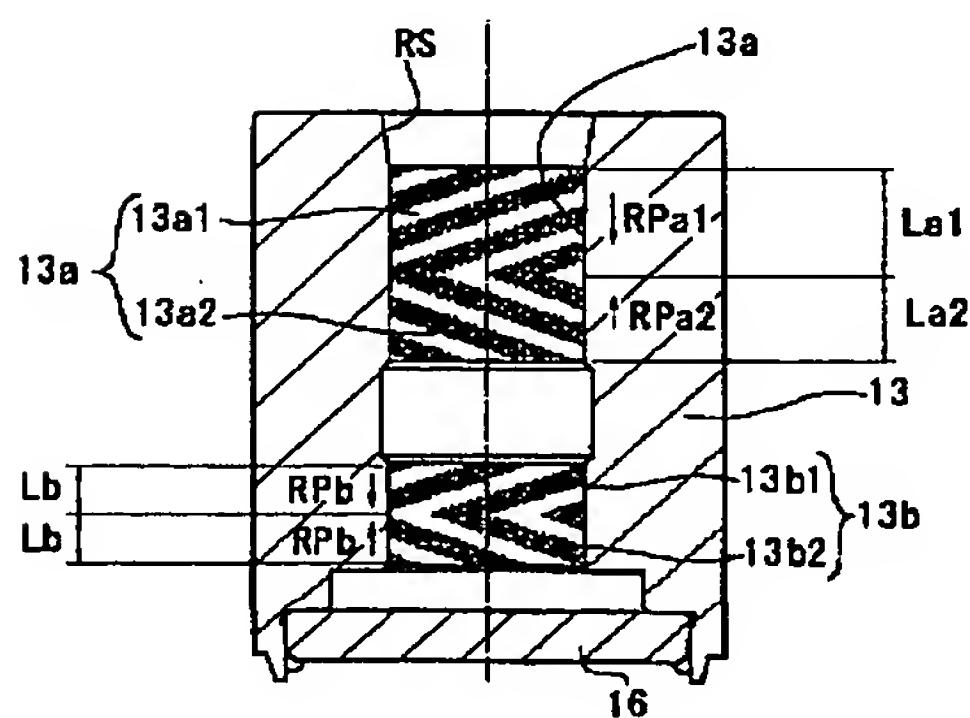
[図 1]



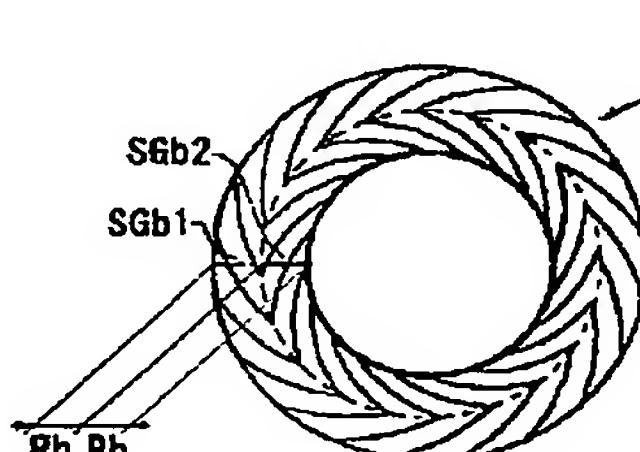
[图3]



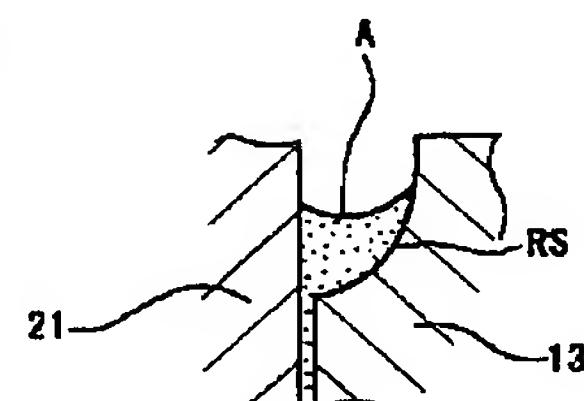
【图2】



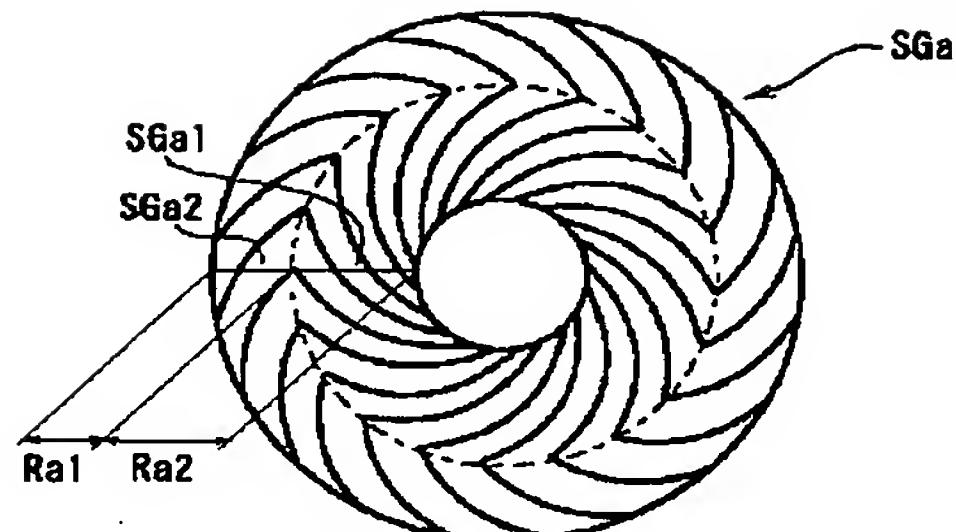
[図4]



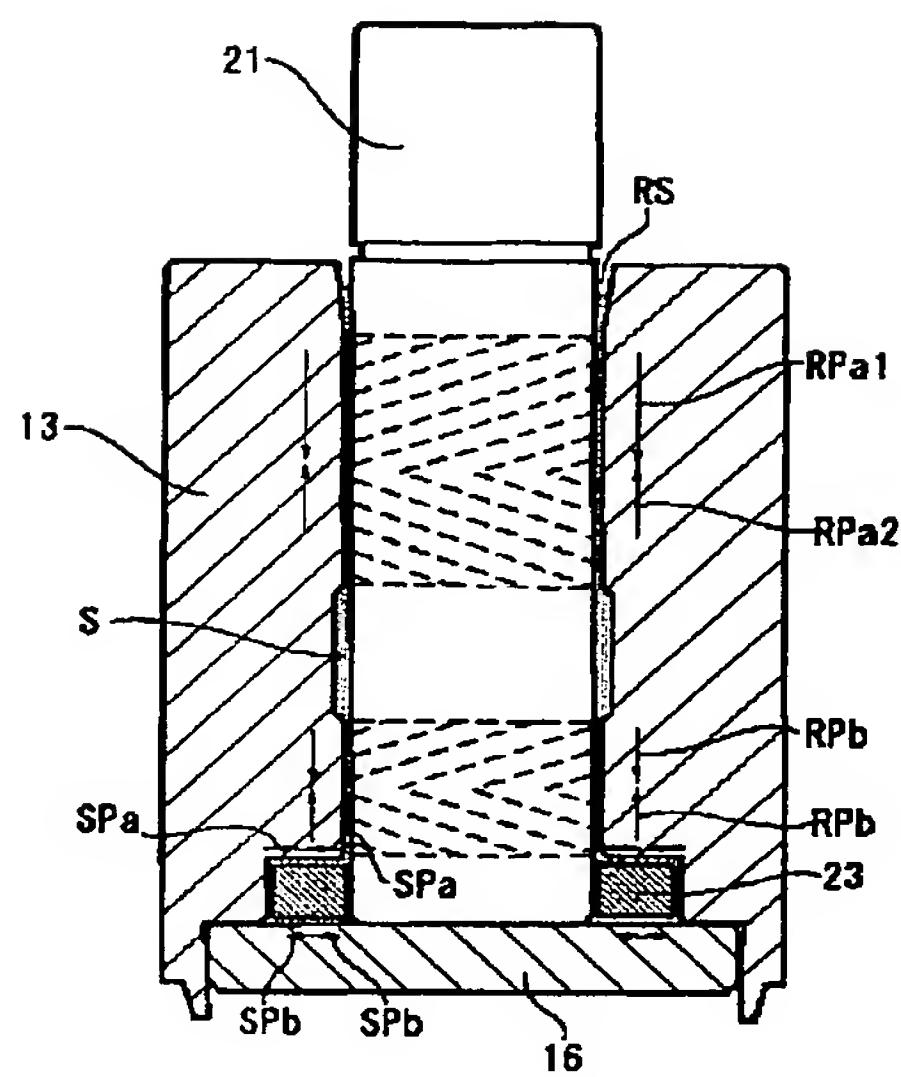
[8]



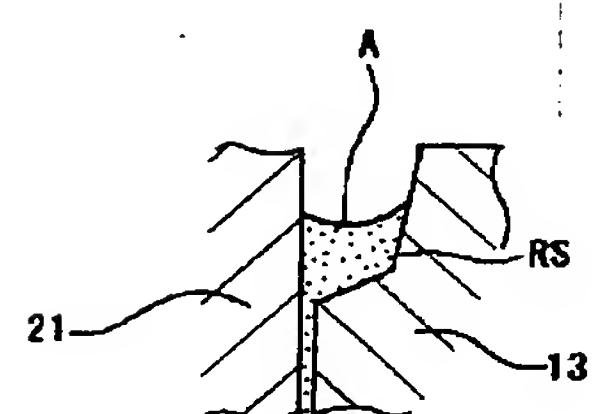
【図 5】



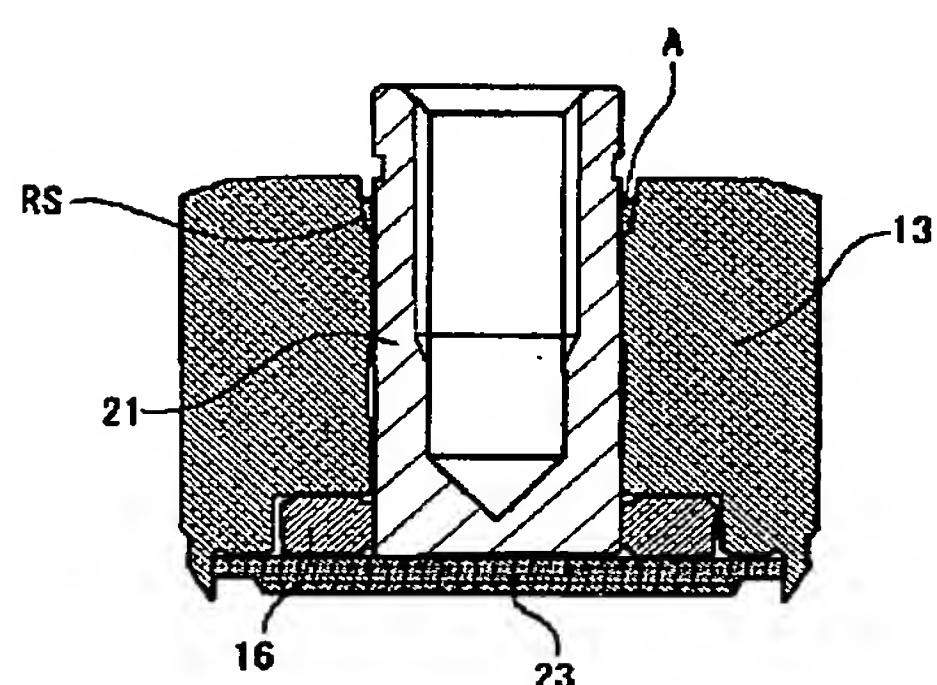
【図 6】



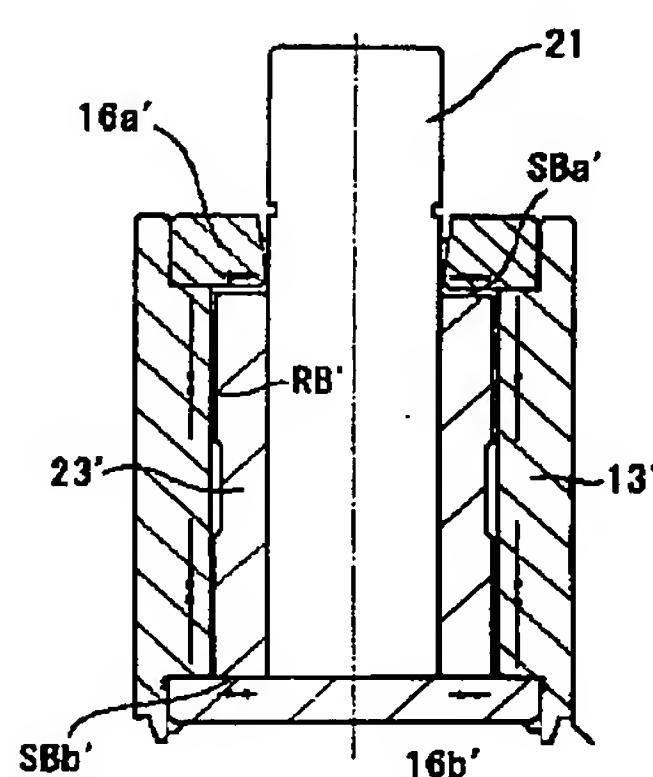
【図 9】



【図 7】



【図 10】



* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any
damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
 2. *** shows the word which can not be translated.
 3. In the drawings, any words are not translated.
-

Bibliography

- (19) [Publication country] Japan Patent Office (JP)
- (12) [Kind of official gazette] Open patent official report (A)
- (11) [Publication No.] JP, 2002-21845, A (P2002-21845A)
- (43) [Date of Publication] January 23, Heisei 14 (2002. 1. 23)
- (54) [Title of the Invention] Hydrodynamic bearing equipment
- (51) [The 7th edition of International Patent Classification]

F16C 17/10

33/10

[FI]

F16C 17/10 A
33/10 Z

[Request for Examination] Un-asking.

[The number of claims] 6

[Mode of Application] OL

[Number of Pages] 9

(21) [Application number] Application for patent 2000-207951 (P2000-207951)

(22) [Filing date] July 10, Heisei 12 (2000. 7. 10)

(71) [Applicant]

[Identification Number] 000002233

[Name] Sankyo Seiki Mfg. Co., Ltd.

[Address] 5329, Shimo-suwanachi, Suwa-gun, Nagano-ken

(72) [Inventor(s)]

[Name] 5 ** Forward people

[Address] 5329, Shimo-suwanachi, Suwa-gun, Nagano-ken Inside of Sankyo Seiki Mfg. Co., Ltd.

(72) [Inventor(s)]

[Name] Miura Kazuji

[Address] 5329, Shimo-suwanachi, Suwa-gun, Nagano-ken Inside of Sankyo Seiki Mfg. Co., Ltd.

(74) [Attorney]

[Identification Number] 100093034

[Patent Attorney]

[Name] Goto Takahide

[Theme code (reference)]

[F term (reference)]

3J011 AA06 AA12 BA02 CA03 KA04 MA23

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
 2. **** shows the word which can not be translated.
 3. In the drawings, any words are not translated.
-

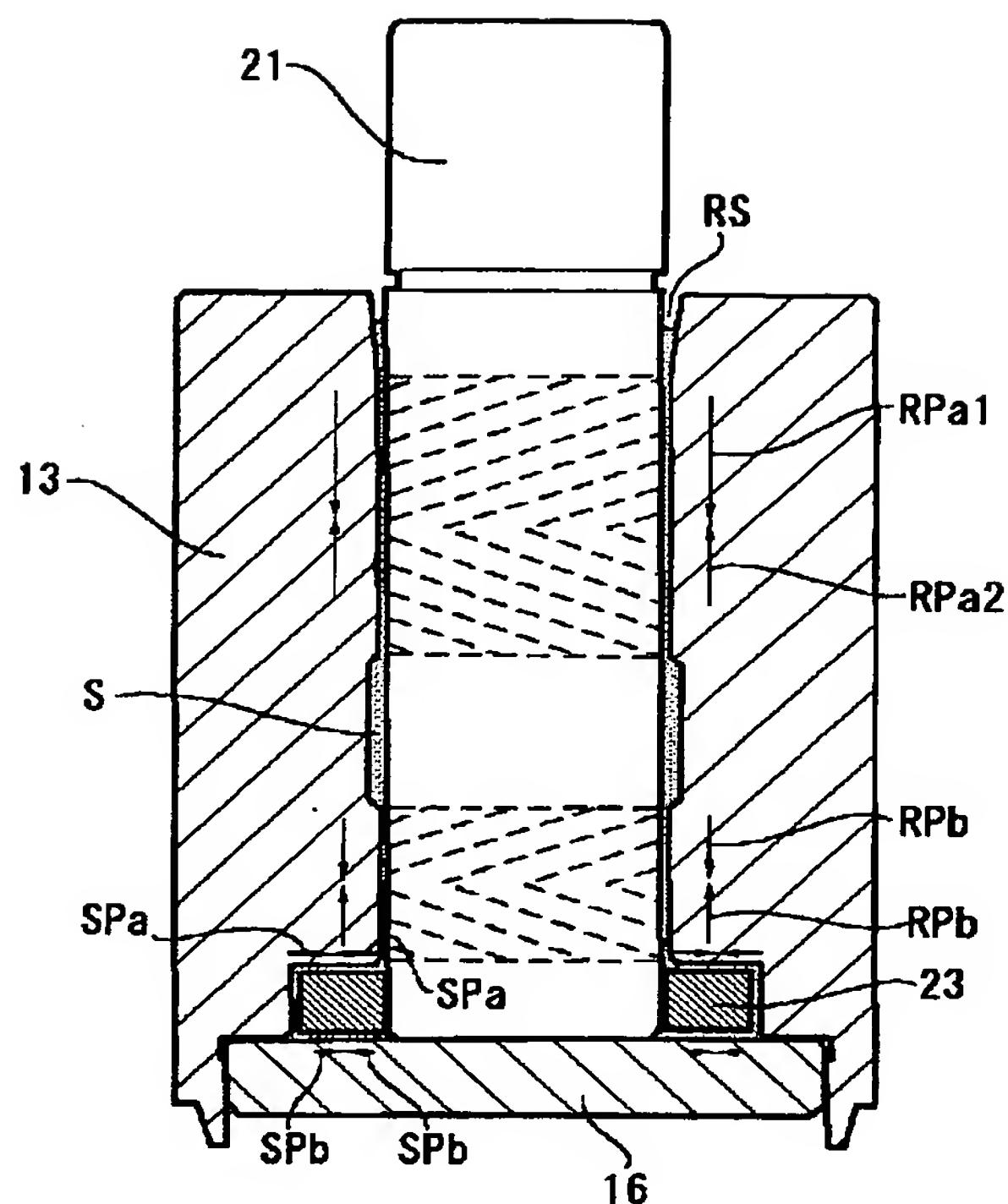
Epitome

(57) [Abstract]

[Technical problem] With a simple configuration, it makes it possible to prevent the external leakage of a lubrication fluid good.

[Means for Solution] While constituting so that the lubrication fluid within between bearing spare time interspace is always pressurized toward the lock out side between bearing spare time interspace, it may be held as the gas-liquid interface of the lubrication fluid within between [above-mentioned] bearing spare time interspace is stuffed into an inner direction side and the leakage of the lubrication fluid from the opening side between the above-mentioned bearing spare time interspace may be prevented good according to a way side pressurization operation, while being based on fluid pressurization means 13a of an imbalanced configuration It is set as the amount which does not decrease a way side pressurization operation while depending the fill of a lubrication fluid on fluid pressurization means 13a of an imbalanced configuration. And the rigid difference which made larger than the bearing rigidity of the thrust dynamic pressure bearing SBb arranged to the lock out side bearing rigidity of the thrust dynamic pressure bearing SBa arranged to the opening side, and acquired it the above -- what maintained the bearing clearance in both the thrust dynamic pressure bearing SBa and SBb in the homogeneity condition, and prevented increase of bearing loss torque good by making fluid pressurization means 13a of an imbalanced configuration oppose.

[Translation done.]



[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] While the thrust plate which consists of a disc-like member of a major diameter from this shank material is being fixed to shank material By having the bearing member which encloses each of these shanks material and a thrust plate from the method side of the outside of radial, and shaft-orientations both sides as carries out contiguity opposite, respectively While radial dynamic pressure bearing is formed between opposite bearing spare time interspace radial [between the above-mentioned shank material and a bearing member] Thrust dynamic pressure bearing is formed, respectively between both the opposite bearing spare time interspace of the shaft orientations between the shaft-orientations both-ends side of said thrust plate, and a bearing member. While the shaft-orientations end side between the bearing spare time

interspace formed continuously is blockaded until it results [from the above-mentioned radial dynamic pressure bearing] in thrust dynamic pressure bearing Opening of the shaft-orientations other end side between the above-mentioned bearing spare time interspace is carried out, it fills up with a lubrication fluid continuously over the whole shaft-orientations inside from the opening side between the above-mentioned bearing spare time interspace, the gas-liquid interface of the lubrication fluid is located in the above-mentioned opening side, and it is a said shank material and thrust plate side. Bearing structure of surfacing the above-mentioned bidirectional members relatively in a radial direction and the thrust direction, respectively by making said lubrication fluid generating dynamic pressure with the predetermined fluid pressurization means formed in said radial dynamic pressure bearing and thrust dynamic pressure bearing when the members of the both sides by the side of said bearing member rotate relatively Are hydrodynamic bearing equipment equipped with the above, and the fluid pressurization means in said radial dynamic pressure bearing While consisting of slots for dynamic pressure generating of the imbalanced configuration which gives way side welding pressure while going to a lock out side from the opening side between bearing spare time interspace to said lubrication fluid The fill of the lubrication fluid with which it filled up within between said bearing spare time interspace Irrespective of the migration by the side of a way, both the members of said thrust plate and bearing member among said gas-liquid interfaces when carrying out relative surfacing in the thrust direction within said thrust dynamic pressure bearing The bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged at the opening side between said bearing spare time interspace of both the thrust dynamic pressure bearings that were set as the amount which maintains said inboard welding pressure, and were prepared in the shaft-orientations both-ends side of said thrust plate It is characterized by being constituted so that it may become larger than the bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged at the lock out side.

[Claim 2] The capillary tube seal section which made the amount of clearances between the shank material and bearing members which constitute said radial dynamic pressure bearing expand to the opening side between said bearing spare time interspace gradually toward the method side of the outside of bearing is arranged. While filling up with the above-mentioned lubrication fluid so that the gas-liquid interface of said lubrication fluid may be located in these capillary tube seal circles The two above-mentioned radial dynamic pressure bearings are prepared in shaft orientations. To radial dynamic pressure bearing by the side of a way outside said capillary tube seal section side approach of both the two radials dynamic pressure bearing The slot for dynamic pressure generating of said imbalanced configuration is prepared. And the imbalanced slot for dynamic pressure generating on the configuration Hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 characterized by being constituted so that said inboard welding pressure may be maintained irrespective of way side migration among gas-liquid interfaces when both the members of said thrust plate and bearing member carry out relative surfacing by said thrust dynamic pressure bearing.

[Claim 3] The include angle which the opposite front faces of both [these] members make goes to the method side of the outside of bearing, and the shank material which is forming said capillary tube seal section, and a bearing member are continuous or hydrodynamic bearing equipment according to claim 2 characterized by being formed so that it may become small nonsequentially.

[Claim 4] To each of both thrust dynamic pressure bearing prepared in the shaft-orientations both-ends side of said thrust plate The slot for dynamic pressure generating formed so that the dynamic pressure of the thrust direction might be generated is prepared. Hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 characterized by being formed so that it may have the

pressurization operation with the bigger slot for dynamic pressure generating of thrust dynamic pressure bearing arranged at said opening side than the slot for dynamic pressure generating of thrust dynamic pressure bearing arranged at said lock out side.

[Claim 5] Hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 characterized by setting up the rigid difference of the bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged at said opening side, and the bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged at said lock out side so that it may correspond with the surfacing force generated in the thrust bearing section with said inboard welding pressure.

[Claim 6] Hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 characterized by using said hydrodynamic bearing equipment for the motor which has the Rota section which has the Rota magnet, and the stator section which has a stator core.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
 2. **** shows the word which can not be translated.
 3. In the drawings, any words are not translated.
-

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] this invention -- the dynamic pressure of a predetermined lubrication fluid -- shank material and a bearing member -- relativity -- it is related with the hydrodynamic bearing equipment which is surfaced pivotable and supported.

[0002]

[Description of the Prior Art] The proposal about the hydrodynamic bearing equipment for carrying out high-speed rotation support of the various body of revolution, such as a magnetic disk, a polygon mirror, and an optical disk, in recent years is performed variously.

hydrodynamic bearing equipment is applied to a motor like drawing 10 -- having -- the shank material 1 -- receiving -- the bearing sleeve 2 as a bearing member -- relativity -- it being equipped pivotable and with the dynamic pressure side established in the periphery side of the above-mentioned shank material 1 The radial dynamic pressure bearing RB is formed by pouring in lubrication fluids, such as air and oil, into the predetermined narrow clearance where contiguity opposite was carried out and the dynamic pressure side established in the inner circumference side of the above-mentioned bearing sleeve 2 was formed in radial. Moreover, the dynamic pressure side established in the above-mentioned shank material 1 at the thrust plate 3 side attached and fixed, The dynamic pressure side by the side of the above-mentioned

bearing sleeve 2 and the dynamic pressure side by the side of the counter plate 4 attached in the bearing sleeve 2 It is arranged so that contiguity opposite may be carried out through a predetermined narrow clearance at shaft orientations, and the thrust dynamic pressure bearings SBa and SBb are constituted by pouring in lubrication fluids, such as air and oil, into the narrow clearance.

[0003] And a lubrication fluid is pressurized by pumping operation of fluid pressurization means (illustration abbreviation), such as a slot for dynamic pressure generating of both the dynamic pressure sides in the above-mentioned radial dynamic pressure bearing RB and the thrust dynamic pressure bearings SBa and SBb that counter established in one side at least. Rotation support is performed after the member by the side of rotation has surfaced in a radial direction and the thrust direction to the member of a fixed side, respectively with the dynamic pressure produced by that cause.

[0004] Although such the radial dynamic pressure bearing RB and the thrust dynamic pressure bearings SBa and SBb are generally divided into two or more places and it is arranged If it is filled up with the lubrication fluid separately and independently to each of each dynamic pressure bearing of these plurality On the whole, the amount of a lubrication fluid decreases, oxidation and gelation are produced in the lubrication fluid, it becomes easy to deteriorate upwards, and a bearing life becomes short by evaporation etc., in addition there are also troubles -- it is easy to produce leakage in a lubrication fluid by pressure variation or the temperature change. From such a thing, it is continuously filled up with the lubrication fluid from the radial dynamic pressure bearing RB mentioned above between [whole] the bearing spare time interspace which results in the thrust dynamic pressure bearings SBa and SBb, and the hydrodynamic bearing equipment which enabled it to solve the problem mentioned above by increasing the amount of a lubrication fluid is developed.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, even if it is the case where between [whole] bearing spare time interspace is completely filled with a lubrication fluid in this way, air bubbles may be generated to the negative pressure part generated in the interior between the bearing spare time interspace, a lubrication fluid will be extruded with the air bubbles at a bearing exterior side, and there is a possibility of producing external exsorption of a lubrication fluid.

[0006] Then, this invention is a simple configuration and aims at offering the hydrodynamic bearing equipment which enabled it to prevent the external leakage of a lubrication fluid good.

[0007]

[Means for Solving the Problem] In order to attain the above-mentioned purpose, with hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 While the thrust plate which consists of a disc-like member of a major diameter from this shank material is being fixed to shank material By having the bearing member which encloses each of these shanks material and a thrust plate from the method side of the outside of radial, and shaft-orientations both sides as carries out contiguity opposite, respectively While radial dynamic pressure bearing is formed between opposite bearing spare time interspace radial [between the above-mentioned shank material and a bearing member] Thrust dynamic pressure bearing is formed, respectively between both the opposite bearing spare time interspace of the shaft orientations between the shaft-orientations both-ends side of said thrust plate, and a bearing member. While the shaft-orientations end side between the bearing spare time interspace formed continuously is blockaded until it results [from the above-mentioned radial dynamic pressure bearing] in thrust dynamic pressure bearing Opening of the shaft-orientations other end side between the above-mentioned bearing spare time interspace is carried out, and it fills up with a lubrication

fluid continuously over the whole shaft-orientations inside from the opening side between the above-mentioned bearing spare time interspace. When the gas-liquid interface of the lubrication fluid is located in the above-mentioned opening side and the members of the both sides by the side of said shank material and a thrust plate, and said bearing member rotate relatively By making said lubrication fluid generate dynamic pressure with the predetermined fluid pressurization means formed in said radial dynamic pressure bearing and thrust dynamic pressure bearing In hydrodynamic bearing equipment equipped with the bearing structure of surfacing the above-mentioned bidirectional members relatively in a radial direction and the thrust direction, respectively While the fluid pressurization means in said radial dynamic pressure bearing consists of slots for dynamic pressure generating of the imbalanced configuration which gives way side welding pressure while going to a lock out side from the opening side between bearing spare time interspace to said lubrication fluid The fill of the lubrication fluid with which it filled up within between said bearing spare time interspace Irrespective of the migration by the side of a way, both the members of said thrust plate and bearing member among said gas-liquid interfaces when carrying out relative surfacing in the thrust direction within said thrust dynamic pressure bearing The bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged at the opening side between said bearing spare time interspace of both the thrust dynamic pressure bearings that were set as the amount which maintains said inboard welding pressure, and were prepared in the shaft-orientations both-ends side of said thrust plate It is constituted so that it may become larger than the bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged at the lock out side.

[0008] With hydrodynamic bearing equipment according to claim 2, moreover, to the opening side between said bearing spare time interspace according to claim 1 The capillary tube seal section to which the amount of clearances between the shank material and bearing members which constitute said radial dynamic pressure bearing was made to expand gradually toward the method side of the outside of bearing is arranged. While filling up with the above-mentioned lubrication fluid so that the gas-liquid interface of said lubrication fluid may be located in these capillary tube seal circles The two above-mentioned radial dynamic pressure bearings are prepared in shaft orientations. To radial dynamic pressure bearing by the side of a way outside said capillary tube seal section side approach of both the two radials dynamic pressure bearing The slot for dynamic pressure generating of said imbalanced configuration is prepared. And the imbalanced slot for dynamic pressure generating on the configuration Among gas-liquid interfaces when both the members of said thrust plate and bearing member carry out relative surfacing by said thrust dynamic pressure bearing, irrespective of way side migration, it is constituted so that said inboard welding pressure may be maintained.

[0009] Furthermore, with hydrodynamic bearing equipment according to claim 3, the shank material which is forming said capillary tube seal section according to claim 2, and a bearing member are formed so that the include angle which the opposite front faces of both [these] members make may become continuously small on a discontinuity target toward the method side of the outside of bearing.

[0010] Further again with hydrodynamic bearing equipment according to claim 4 To each of both thrust dynamic pressure bearing prepared in the shaft-orientations both-ends side of said thrust plate according to claim 1 The slot for dynamic pressure generating formed so that the dynamic pressure of the thrust direction might be generated is prepared, and it is formed so that it may have the pressurization operation with the bigger slot for dynamic pressure generating of thrust dynamic pressure bearing arranged at said opening side than the slot for dynamic pressure generating of thrust dynamic pressure bearing arranged at said lock out side.

[0011] On the other hand, with hydrodynamic bearing equipment according to claim 5, the rigid

difference of the bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged at said opening side according to claim 1 and the bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged at said lock out side is set up so that it may correspond with the surfacing force generated in the thrust bearing section with said inboard welding pressure.

[0012] Moreover, with hydrodynamic bearing equipment according to claim 6, said hydrodynamic bearing equipment according to claim 1 is used for the motor which has the Rota section which has the Rota magnet, and the stator section which has a stator core.

[0013] According to the hydrodynamic bearing equipment concerning this invention which has such a configuration, according to a way side pressurization operation among the fluid pressurization means which consist of a slot for dynamic pressure generating of an imbalanced configuration The lubrication fluid within between bearing spare time interspace will always be pressurized toward a lock out side. According to among those, a direction side pressurization operation Since the gas-liquid interface of the lubrication fluid within between [above-mentioned] bearing spare time interspace is held at the method side of the inside of bearing as it is stuffed into an inner direction side, the leakage of the lubrication fluid from the opening side between the above-mentioned bearing spare time interspace is prevented good.

[0014] On the other hand, if the members which touched in thrust dynamic pressure bearing at the time of a rotation halt surface relatively [direction / thrust] and they estrange mutually with rotation initiation A lubrication fluid will flow into the part which was in the contact condition at a surfacing operation and coincidence, the lubrication fluid of the amount equivalent to a part for the inflow moves to the way side among between bearing spare time interspace, and the gas-liquid interface located in the disconnection side between the above-mentioned bearing spare time interspace also moves to an interior side. the gas-liquid interface of the lubrication fluid which moved to that interior side at this time -- the above -- when it keeps even in the slot for dynamic pressure generating of an imbalanced configuration very much, a way side pressurization operation will decrease among the fluid pressurization means which consist of a slot for dynamic pressure generating of the imbalanced configuration concerned. Since it is such, in this invention, the fill of a lubrication fluid is set up so that a way side pressurization operation may not decrease among the above-mentioned fluid pressurization means, and an external leakage prevention operation of the lubrication fluid mentioned above is stably acquired as the result.

[0015] moreover , if the lubrication fluid within between bearing spare time interspace be pressurize toward a lock out side according to a way side pressurization operation , the thrust flying height in thrust dynamic pressure bearing become large , the bearing clearance in thrust dynamic pressure bearing will be in an ununiformity condition , and only the amount equivalent to a part for the pressurization can consider that bearing loss torque increase among the fluid pressurization means which consist of a slot for dynamic pressure generating of an imbalanced configuration . Since it is such, in this invention, the bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged at the opening side It constitutes so that it may become larger than the bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged at the lock out side. The bearing clearance in thrust dynamic pressure bearing maintains the rigid difference of the thrust dynamic pressure bearing in the homogeneity condition by making the inboard welding pressure of a fluid pressurization means oppose, and he is trying to prevent increase of bearing loss torque good as the result.

[0016] Furthermore, if in expanding gradually the clearance which is forming the seal section toward the method of the outside of bearing the include angle of shank material and a bearing member to make is formed so that it may become continuously small on a discontinuity target toward the method side of the outside of bearing While the capacity of the seal section will

increase and reinforcement of bearing is attained, it is effective when the whole equipment is especially thin-shape-sized from being stopped in the range where the amount of impaction efficiency of the gas-liquid interface of a lubrication fluid is small.

[0017]

[Embodiment of the Invention] Although the operation gestalt which applied this invention to hard disk drive (HDD) is explained hereafter, the above-mentioned whole hard-disk-drive (HDD) structure is first explained based on a drawing.

[0018] The whole spindle motor for HDD of the axial rotation shown in drawing 1 consists of a stator group 10 as a holddown member, and a Rota group 20 as a rotation member attached from the illustration bottom to the stator group 10. Among these, the stator group 10 has the fixed frame 11 by which a screw stop is carried out to the fixed pedestal side which omitted illustration. Although this fixed frame 11 is formed from the aluminum system metallic material in order to attain lightweight-ization, the bearing sleeve 13 as a fixed bearing member formed in the bell shape is joined to the above-mentioned bearing electrode holder 12 by press fit or shrinkage fit at the inner circumference side of the annular bearing electrode holder 12 formed in it as set up into the abbreviation central part of the fixed frame 11 concerned. This bearing sleeve 13 is formed from copper system alloy ingredients, such as phosphor bronze, in order to easy-ize hole processing of the minor diameter used as a bearing hole etc.

[0019] Moreover, the stator core 14 which consists of a layered product of a magnetic steel sheet is attached in the periphery clamp face of said bearing electrode holder 12. The drive coil 15 is wound around each salient pole section prepared in this stator core 14, respectively.

[0020] Furthermore, into the bearing hole prepared in the center position of the above-mentioned bearing sleeve 13, the revolving shaft 21 which constitutes the Rota group 20 mentioned above is inserted free [rotation]. The revolving shaft 21 in this operation gestalt is formed from predetermined stainless steel.

[0021] And as the dynamic pressure side formed in the inner skin of the bearing hole of the above-mentioned bearing sleeve 13 encloses from an outside the dynamic pressure side formed in the peripheral face of the above-mentioned revolving shaft 21, contiguity arrangement is carried out radial, and two radial dynamic pressure bearings RB and RB are detached and formed in shaft orientations between the minute bearing spare time interspace between them as shown also in drawing 3. The predetermined lubrication fluid with which the dynamic pressure side by the side of the bearing sleeve [in / in a detail / each above-mentioned radial dynamic pressure bearing RB] 13 and the dynamic pressure side by the side of a revolving shaft 21 consist of lubrication oil, a magnetic fluid, etc. through a several micrometers very small clearance within between [which opposite arrangement is carried out at the shape of a periphery, and consists of the very small clearance] bearing spare time interspace is poured in more. At this time, between the two above-mentioned radial dynamic pressure bearings RB and RB, the fluid reservoir S is formed, and within between [including these two radial dynamic pressure bearings RB and RB and the fluid reservoir S] bearing spare time interspace, it fills up so that the above-mentioned lubrication fluid may follow shaft orientations.

[0022] furthermore, in the inner circumference side dynamic pressure side established in the above-mentioned bearing sleeve 13 The slots 13a and 13b for radial dynamic pressure generating which have a ring bone configuration to that of the shape of a character of abbreviation "*" as shown especially in drawing 2 It divides into 2 blocks and the groove is annularly cut in shaft orientations. At the time of rotation of said revolving shaft 21 A lubrication fluid is pressurized by pumping operation of the above-mentioned slots 13a and 13b for both radials dynamic pressure generating, dynamic pressure is produced, and the rotating hub 22 later mentioned with said revolving shaft 21 with the dynamic pressure of the lubrication fluid is

made by the configuration by which axial support is carried out, rising to surface to a radial direction.

[0023] While the opening part prepared in the illustration lower limit side of said bearing sleeve 13 is blockaded by the counter plate 16 mentioned later at this time, the opening part by the side of the illustration upper limit of the bearing sleeve 13 concerned is wide opened toward the bearing outside (on illustration), and between the bearing spare time interspace mentioned above is made by the structure where opening of the illustration upper limit side was carried out while the illustration lower limit side is blockaded. And it sets to slot 13b for radial dynamic pressure generating arranged at the lock out side between the bearing spare time interspace (under illustration). The both sides of the upper part inclination slot 13b1 established in the illustration bottom and the declination slot 13b2 established in the illustration bottom shaft orientations -- abbreviation -- it forms so that it may have the same die length Lb -- having -- *** -- both the inclination slot 13b1 of the same die length, and 13b2 -- therefore, it is made by the configuration of generating the dynamic pressure RPb which balanced to shaft orientations as shown also in drawing 6.

[0024] On the other hand, it sets to slot 13a for radial dynamic pressure generating arranged at the opening side between the above-mentioned bearing spare time interspace (on illustration). It is formed so that the shaft-orientations die length La1 of the upper part inclination slot 13a1 established in the illustration bottom may become longer than the shaft-orientations die length La2 of the declination slot 13a2 established in the illustration bottom ($La1 > La2$). It is constituted by such imbalance configuration so that the welding pressure RP_{a1} by the upper part inclination slot 13a1 mentioned above may become larger than the welding pressure RP_{a2} of the declination slot 13a2, as shown also in drawing 6 ($RP_{a1} > RP_{a2}$). That is, the pump in structure which pressurizes a lubrication fluid is adopted toward the lock-out side located in the method side of the inside of bearing from the opening side of the method approach of the outside of bearing, and it is made by the configuration which always gives inboard welding pressure to the above-mentioned lubrication fluid according to that pump in structure in slot 13a for radial dynamic-pressure generating arranged at the opening side between this bearing spare-time interspace (on illustration).

[0025] Furthermore, the capillary tube seal section RS is arranged at the outer edge part (illustration upper limit part) of slot 13a for radial dynamic pressure generating arranged at the opening side between the above-mentioned bearing spare time interspace (on illustration). This capillary tube seal section RS consists of a configuration of having expanded gradually between the bearing spare time interspace mentioned above toward the method side of the outside of bearing by the inclined plane formed in the opening part of the above-mentioned bearing sleeve 13, and is formed in the clearance dimension of 20 to 300 micrometers. In this capillary tube seal section RS, although made by the configuration that the gas-liquid interface of a lubrication fluid is located in the case of which [of rotation and a halt of a motor], about the location of this gas-liquid interface, it mentions later.

[0026] On the other hand, the disc-like thrust plate 23 has fixed to a part for the point by the side of the illustration lower limit of said revolving shaft 21. This thrust plate 23 is held in the hollow circles of the shape of a cylinder cut in a part for the core by the side of the illustration lower limit of the bearing sleeve 13 mentioned above, and is made and arranged, and in the hollow circles of that bearing sleeve 13, to the dynamic pressure side by the side of the above-mentioned bearing sleeve 13, the dynamic pressure side established in the end face of the illustration top of the thrust plate 23 concerned is arranged so that contiguity opposite may be carried out at shaft orientations. And the upper thrust dynamic pressure bearing SB_a is formed between the bearing spare time interspace of these thrust plates

23 and both the dynamic pressure sides of a bearing sleeve 13.

[0027] As the dynamic pressure side established in the end face of the illustration bottom of the above-mentioned thrust plate 23 is approached further again, the counter plate 16 which consists of a disc-like member of a major diameter comparatively is arranged. This counter plate 16 fixes so that the lower limit side opening part of the above-mentioned bearing sleeve 13 may be blockaded, and the lower thrust dynamic pressure bearing SBb is formed in the contiguity opposite clearance part between the dynamic pressure side established in the illustration top-face side of the counter plate 16 concerned, and the dynamic pressure side of the illustration bottom of the thrust plate 23 mentioned above.

[0028] Both the dynamic pressure side by the side of the thrust plate 23 which constitutes the thrust dynamic pressure bearings SBa and SBb of the lot which adjoined shaft orientations and has been arranged as mentioned above, With both the dynamic pressure side by the side of the bearing sleeve 13 which counters it, and a counter plate 16 While opposite arrangement is carried out through the several micrometers very small clearance at shaft orientations, respectively, within between [which consists of the very small clearance] bearing spare time interspace From the radial dynamic pressure bearing RB mentioned above, continuously as, it fills up with the same lubrication fluid, and the lubrication fluid is made to follow shaft orientations through the periphery side path of said thrust plate 23.

[0029] Furthermore, the slot SGb for dynamic pressure generating which has a ring bone configuration to that of the shape of a character of the dynamic pressure side of the illustration bottom end face of the above-mentioned thrust plate 23 in the thrust dynamic pressure bearing SBb of the illustration bottom mentioned above and the dynamic pressure side of said counter plate 16 of abbreviation "*" as shown in one side at drawing 4 is cut annularly at least. As the dynamic pressure side of the illustration top end face of the above-mentioned thrust plate 23 in the thrust dynamic pressure bearing SBa of an illustration top, and the dynamic pressure side of said bearing sleeve 13, at least moreover, to one side For example, the slot SGa for dynamic pressure generating which has a ring bone configuration to that of the shape of a character of abbreviation "*" as shown in drawing 5 is cut annularly. A lubrication fluid is pressurized by pumping operation of each above-mentioned slots SGb and SGa for thrust dynamic pressure generating at the time of rotation of said revolving shaft 21, dynamic pressure is produced, and the revolving shaft 21 and the rotating hub 22 are made with the dynamic pressure of the lubrication fluid by the configuration by which axial support is carried out in the thrust direction.

[0030] At this time, in the slot SGb for thrust dynamic pressure generating established in the bottom thrust dynamic pressure bearing SBb as shown in drawing 4 The both sides of the inside inclination slot SGb1 established in the method side of the inside of radial and the outside inclination slot SGb2 established in the method side of the outside of radial It is formed so that it may have the die length Rb of abbreviation identitas in radial, and it is made by the configuration of generating the dynamic pressure SPb and SPb which balanced to radial, respectively as shown to drawing 6 by both the inclination slots SGb1 and SGb2 of the same die length.

[0031] In the slot SGa for thrust dynamic pressure generating established in the top thrust dynamic pressure bearing SBa on the other hand as shown in drawing 5 The direction of the method side of the inside of radial takes that peripheral speed becomes small into consideration. Radial die-length Ra1 of the inside inclination slot SGa1 It is formed a little longer than radial die-length Ra2 of the outside inclination slot SGa2 ($Ra1 > Ra2$), and is made by both the inclination slot SGa1 that has such a die-length relation, and the configuration of generating the dynamic pressure SPA and SPA which was caused SGa2 and balanced to radial. Moreover, the

radial die length Ra1 and Ra2 of both the inclination slots SGa1 and SGa2 of the slot SGa for thrust dynamic pressure generating in this top thrust dynamic pressure bearing SBa is formed so that it may become larger than the radial die length Rb of both the inclination slots SGb1 and SGb2 of the slot SGb for thrust dynamic pressure generating in the lower thrust dynamic pressure bearing SBb mentioned above (Ra1>Rb, Ra2>Rb).

[0032] That is, the dynamic pressure SPa by the top thrust dynamic pressure bearing SBa of opening side approach is constituted so that it may become a larger value than the dynamic pressure SPb by the bottom thrust dynamic pressure bearing SBb of lock out side approach (SPa>SPb), and it is constituted so that the thrust bearing rigidity of the top thrust dynamic pressure bearing SBa may become larger than the thrust bearing rigidity of the bottom thrust dynamic pressure bearing SBb, as shown especially in drawing 6. And the configuration which opposes the inboard welding pressure by the pump in structure of slot 13a for radial dynamic pressure generating mentioned above according to the bearing rigidity difference set as such thrust dynamic pressure bearings SBa and SBb is adopted, and it is constituted so that the flying height of the thrust plate 23 in said both thrust dynamic pressure bearings SBa and SBb may be equally made by the antagonism of such dynamic pressure on both sides.

[0033] More, if rotation starts in a detail, according to a way side pressurization operation among slot 13a for radial dynamic pressure generating of the imbalanced configuration mentioned above Only the amount which the lubrication fluid within between bearing spare time interspace is pressurized toward a lock out side, and is equivalent to a part for the pressurization The thrust flying height in the bottom thrust dynamic pressure bearing SBb becomes large, the bearing clearance in both the thrust dynamic pressure bearing SBa and SBb will be in an ununiformity condition, and it is possible that bearing loss torque increases. Since it is such, with this operation gestalt, so that the ununiformity of the bearing clearance in each of both the above-mentioned thrust dynamic pressure bearings SBa and SBb may be canceled By establishing a bearing rigidity difference between the bearing rigidity of the thrust dynamic pressure bearing SBa arranged at the opening side, and the bearing rigidity of the thrust dynamic pressure bearing SBb arranged at the lock out side The bearing clearance in the thrust dynamic pressure bearing SBa and SBb was maintained in the homogeneity condition, consequently increase of bearing loss torque is prevented good.

[0034] Furthermore, the fill of the lubrication fluid with which chipped within between [of the radial dynamic pressure bearing RB and the thrust dynamic pressure bearings SBa and SBb] bearing spare time interspace, and it filled up continuously from the capillary tube seal section RS mentioned above is set as the following amounts. That is,. although the revolving shaft 21 and thrust plate 23 which touched the counter-plate 16 side like drawing 3 in the above-mentioned thrust dynamic pressure bearing SBa and SBb at the time of a rotation halt will surface in the thrust direction like drawing 6 and will be estranged up with rotation initiation, a lubrication fluid flows into a surfacing operation and coincidence in the part which was in the contact condition. Consequently, the amount equivalent to a flowed part to the contact part mentioned above will move toward a way side, while it is the illustration bottom, and the gas-liquid interface in the capillary tube seal section RS mentioned above also moves the lubrication fluid between the above-mentioned bearing spare time interspace so that it may descend to an interior side. if the gas-liquid interface of the lubrication fluid which moved to the interior side descend too much at this time , the gas-liquid interface of a lubrication fluid be locate in slot 13a for radial dynamic pressure generating by the side of opening of said imbalanced configuration (on illustration) --***** -- consequently , the above -- it may arise that way side pressurization act become inadequate while be base on the pump in structure of slot 13a for radial dynamic pressure generating of an imbalanced

configuration . So, with this operation gestalt, the fill of a lubrication fluid is set up so that it may consider as the amount with which a descended part of the gas-liquid interface concerned can be compensated in consideration of the amount of descent of the gas-liquid interface of a lubrication fluid, and it is made irrespective of way side migration among said gas-liquid interfaces by the configuration that an inner direction side pressurization operation is maintained stably so that way side pressurization acting may not become inadequate among the above-mentioned slot 13a for radial dynamic pressure generating.

[0035] The rotating hub 22 which returns to drawing 1 and constitutes the Rota group 20 with said revolving shaft 21 on the other hand consists of an abbreviation cup-like member which consists of an aluminum system metal so that record media, such as a magnetic disk which omitted illustration, may be carried, and 22d of junction holes prepared by the core of the rotating hub 22 concerned is joined by press fit or eye a thermal insert in one to the illustration upper limit part of the above-mentioned revolving shaft 21.

[0036] While the above-mentioned rotating hub 22 has approximately cylindrical drum section 22a which carries a record-medium disk in the periphery section, ring-around magnet 22c is attached in the inner circle wall side side of the illustration bottom of this drum section 22a through back yoke 22b. Contiguity arrangement of this ring-around magnet 22c is carried out so that it may counter annularly to the periphery side edge side of the salient pole section of the stator core 14 mentioned above.

[0037] According to thus, the method side pressurization operation of inside [being based on the pump in structure of slot 13a for radial dynamic pressure generating of an imbalanced configuration according to the hydrodynamic bearing equipment concerning this operation gestalt] The lubrication fluid within between bearing spare time interspace will always be pressurized toward the lock out side between bearing spare time interspace. By it Since the gas-liquid interface of the lubrication fluid within between [above-mentioned] bearing spare time interspace is stuffed into an inner direction side, makes and is held, the leakage of the lubrication fluid from the capillary tube seal section RS prepared in the opening side between the above-mentioned bearing spare time interspace is prevented good.

[0038] moreover , with the operation gestalt mentioned above , an external leakage prevention operation of the lubrication fluid mentioned above be stably acquire from be set as the amount which do not make a way side pressurization operation an inadequate value while the fill of a lubrication fluid be base on the pump in structure of slot 13a for radial dynamic pressure generating of an imbalanced configuration . In addition, some reduction is not cared about if it does not become a value with the inadequate fill of this lubrication fluid.

[0039] According to furthermore, the method side pressurization operation of the inside of slot 13a for radial dynamic pressure generating of an imbalanced configuration If the lubrication fluid within between bearing spare time interspace is pressurized toward a lock out side, only the amount equivalent to a part for the pressurization Although it is possible that the thrust flying height in the thrust dynamic pressure bearing SBb becomes large, the bearing clearance in the thrust dynamic pressure bearing SBa and SBb will be in an ununiformity condition, and bearing loss torque increases With this operation gestalt mentioned above, the bearing rigidity of the shaft SBa of thrust dynamic pressure bearing arranged at the opening side It constitutes so that it may become larger than the bearing rigidity of the thrust dynamic pressure bearing SBb arranged at the lock out side. By making the rigid difference of the thrust dynamic pressure bearings SBa and SBb counter the inboard welding pressure of the above-mentioned slot 13a for radial dynamic pressure generating, the bearing clearance in the thrust dynamic pressure bearing SBa and SBb was maintained in the homogeneity condition, and increase of bearing loss torque is prevented good.

[0040] In the case of the hydrodynamic bearing equipment thin-shape-sized to shaft orientations as shown especially in drawing 7 at this time The include angle (tangential direction include angle) which the opposite front faces of the revolving shaft 21 which is forming the capillary tube seal section RS mentioned above, and both the members of a bearing sleeve 13 make as shown in drawing 8 or drawing 9 (Referring to drawing 8) and the thing (refer to drawing 9) formed so that it may become small nonsequentially are desirable in forming so that it may become small continuously toward the method side of the outside of bearing (on illustration).

[0041] Thus, if the include angle of the revolving shaft 21 and bearing sleeve 13 which form the capillary tube seal section RS to make is formed so that it may become continuously small on a discontinuity target toward the method side of the outside of bearing (on illustration) It is effective, especially when the amount of impaction efficiency of the gas-liquid interface A of a lubrication fluid will be stopped in the small range and thin-shape-izes the whole bearing equipment like this operation gestalt, while the capacity of the capillary tube seal section RS will increase and reinforcement of bearing equipment is attained.

[0042] As mentioned above, although the operation gestalt of invention made by this invention person was explained concretely, it cannot be variously overemphasized in the range which this invention is not limited to the above-mentioned operation gestalt, and does not deviate from the summary that it is deformable.

[0043] For example, this invention is applicable similarly to the hydrodynamic bearing equipment used other than the motor for a hard disk drive (HDD) mentioned above (for example, the motor for polygon mirror rotation).

[0044]

[Effect of the Invention] The hydrodynamic bearing equipment applied to this invention as stated above While being based on the fluid pressurization means of an imbalanced configuration, according to a way side pressurization operation The lubrication fluid within between bearing spare time interspace is always pressurized toward the lock out side between bearing spare time interspace. While constituting so that it may be held as the gas-liquid interface of the lubrication fluid within between [above-mentioned] bearing spare time interspace is stuffed into an inner direction side, and the leakage of the lubrication fluid from the opening side between the above-mentioned bearing spare time interspace may be prevented good It is set as the amount which does not make a way side pressurization operation inadequate while depending the fill of a lubrication fluid on the fluid pressurization means of an imbalanced configuration. and the rigid difference which made larger than the bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged to the lock out side bearing rigidity of thrust dynamic pressure bearing arranged to the opening side, and acquired it -- the above -- by making the fluid pressurization means of an imbalanced configuration oppose The bearing clearance in both thrust dynamic pressure bearing is maintained in the homogeneity condition, and increase of bearing loss torque is prevented good. Therefore, a bearing property can be raised, while according to this invention being able to prevent the external leakage of a lubrication fluid good, being able to prolong the life of hydrodynamic bearing equipment and being able to raise dependability with a simple configuration.

[0045] In furthermore this invention expanding gradually the clearance which is forming the seal section toward the method of the outside of bearing While the include angle of shank material and a bearing member to make is formed so that it may become continuously small on a discontinuity target toward the method side of the outside of bearing, and increasing the capacity of the seal section and attaining reinforcement of bearing Since the amount of impaction efficiency of the gas-liquid interface of a lubrication fluid is held down to the small range, effectiveness mentioned above when the especially whole equipment was thin-

shape-sized can be made remarkable.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
 2. **** shows the word which can not be translated.
 3. In the drawings, any words are not translated.
-

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

Drawing 1 It is a longitudinal-section explanatory view showing the example of structure of the motor for HDD (hard disk drive) equipped with the hydrodynamic bearing equipment concerning 1 operation gestalt of this invention.

Drawing 2 It is a partial longitudinal-section explanatory view showing the structure of the bearing member used for the hydrodynamic bearing equipment shown in drawing 1.

Drawing 3 It is a partial longitudinal-section explanatory view showing the condition that the revolving shaft in the hydrodynamic bearing equipment shown in drawing 1 stopped of drawing 2.

Drawing 4 It is a flat-surface explanatory view showing an example of the slot for bottom thrust dynamic pressure generating used for the hydrodynamic bearing equipment shown in drawing 1.

Drawing 5 It is a flat-surface explanatory view showing an example of the slot for top thrust dynamic pressure generating used for the hydrodynamic bearing equipment shown in drawing 1.

Drawing 6 It is the partial longitudinal-section explanatory view of drawing 2 which expressed the rotation activation status of the hydrodynamic bearing equipment shown in drawing 1, and expressed the balance condition of the dynamic pressure in each bearing.

Drawing 7 It is a partial longitudinal-section explanatory view showing the structure of the hydrodynamic bearing equipment concerning other operation gestalten of this invention.

Drawing 8 It is a partial expansion longitudinal-section explanatory view showing an example of the configuration of the seal section in the operation gestalt concerning drawing 6.

Drawing 9 It is a partial expansion longitudinal-section explanatory view showing other examples of the configuration of the seal section in the operation gestalt concerning drawing 6.

Drawing 10 It is a longitudinal-section explanatory view showing the example of structure of the motor for HDD (hard disk drive) equipped with common hydrodynamic bearing equipment.

[Description of Notations]

10 Stator Group (Holddown Member)

11 Fixed Frame
13 Bearing Sleeve (Bearing Member)
13a, 13b Slot for radial dynamic pressure generating
13a1, 13b2 Upper part inclination slot
13b1, 13a2 Declination slot
16 Counter Plate
20 Rota Group (Rotation Member)
21 Revolving Shaft
22 Rotating Hub
23 Thrust Plate
RB, RB Radial dynamic pressure bearing
RS Capillary tube seal section
SBa, SBb Thrust dynamic pressure bearing
SGa, SGb Slot for dynamic pressure generating
SGb1 Inside inclination slot
SGb2 Outside inclination slot

[Translation done.]

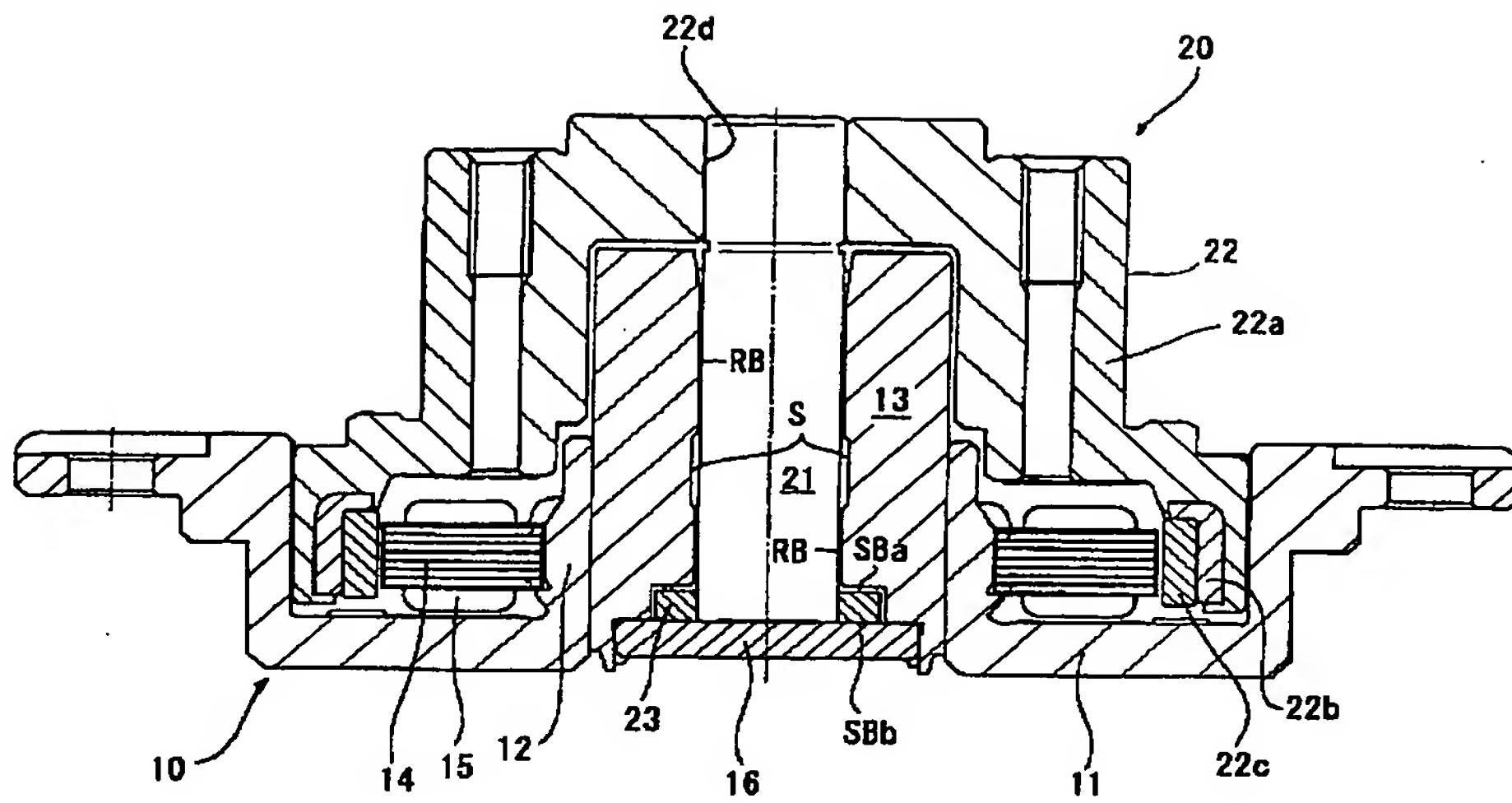
* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

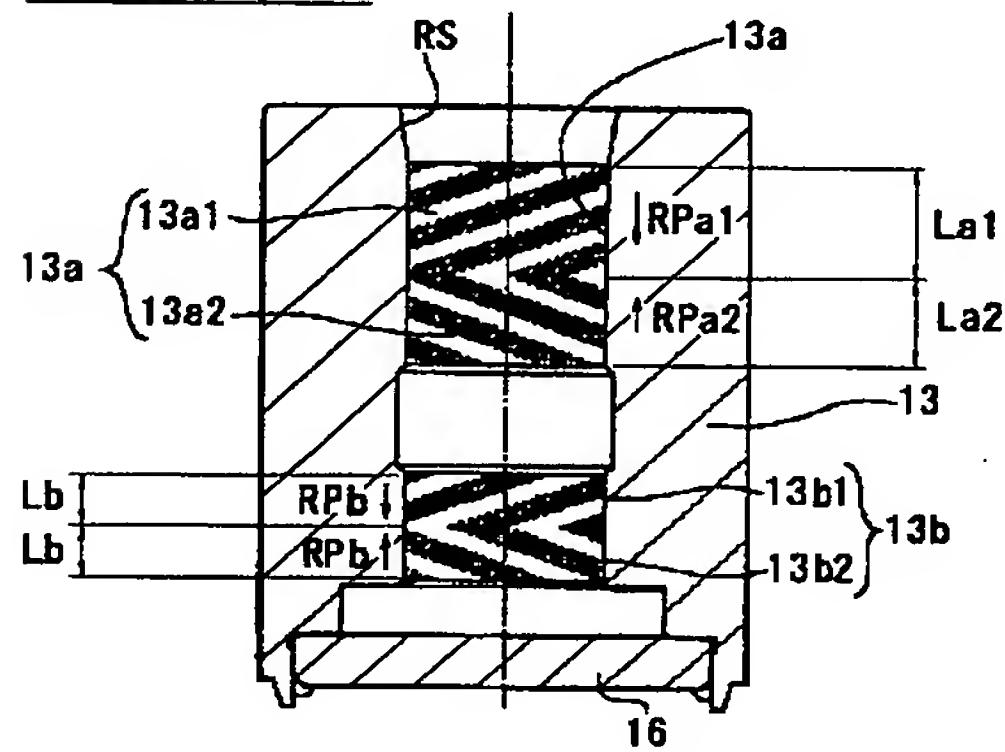
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
 2. *** shows the word which can not be translated.
 3. In the drawings, any words are not translated.
-

DRAWINGS

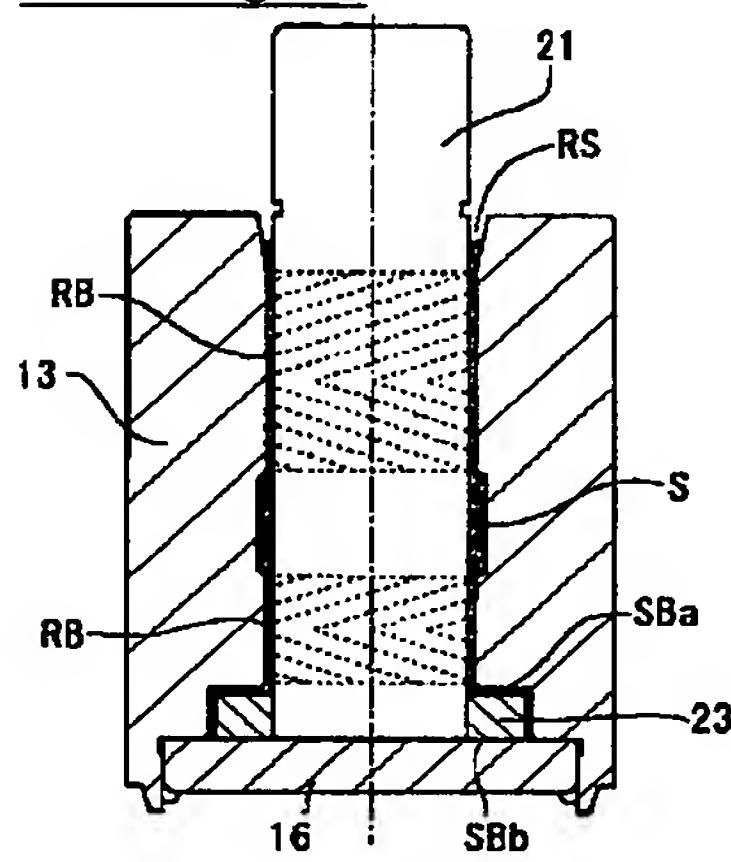
[Drawing 1]



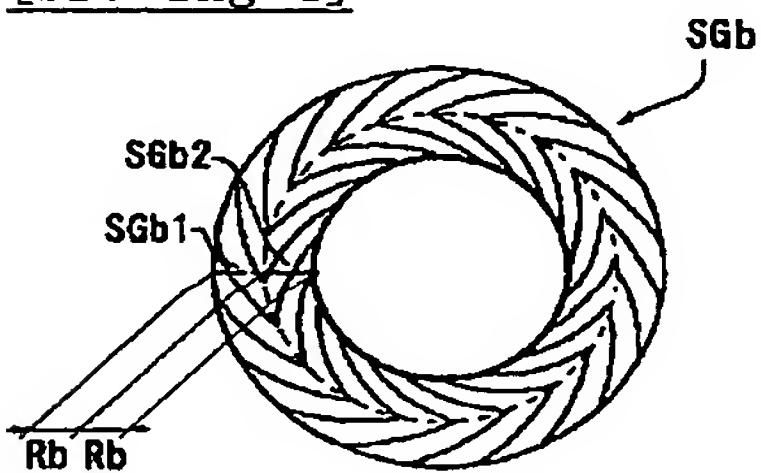
[Drawing 2]



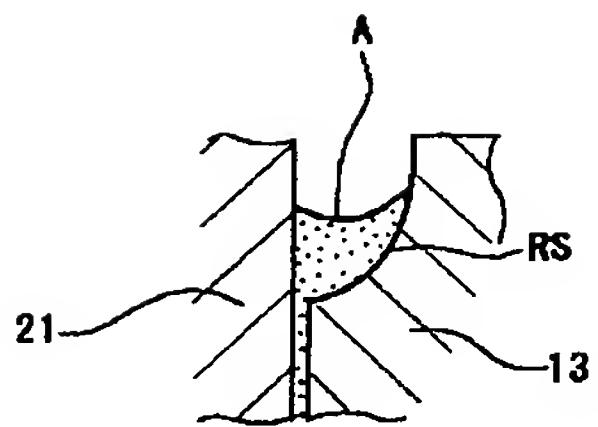
[Drawing 3]



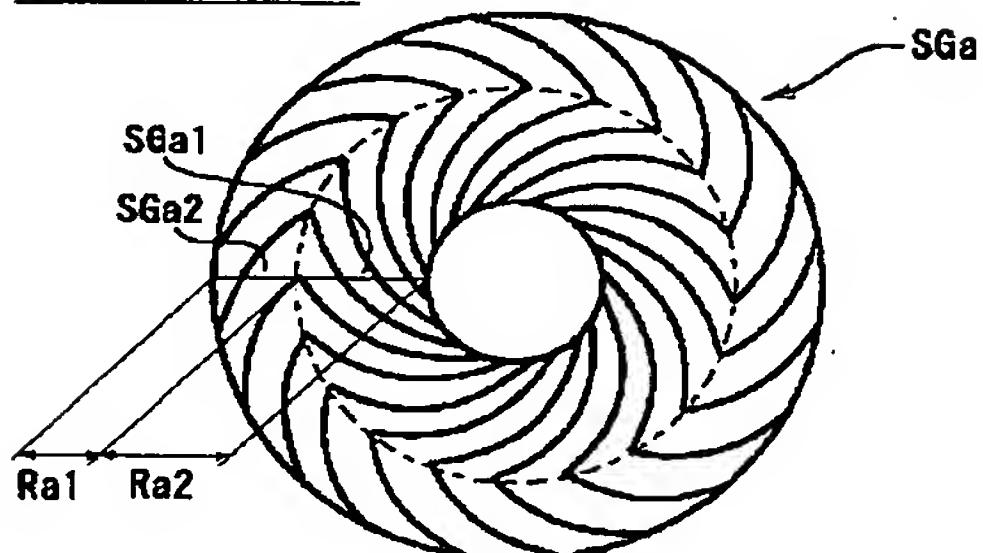
[Drawing 4]



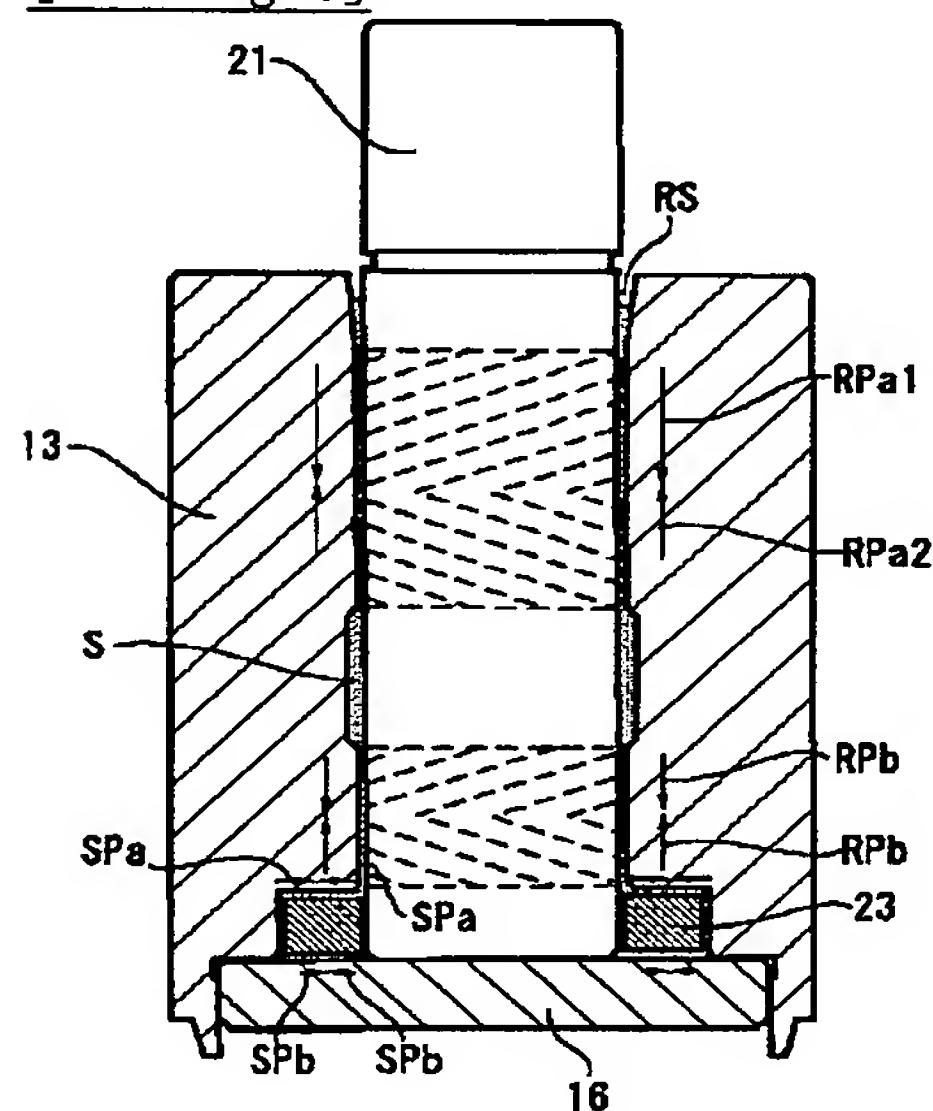
[Drawing 8]



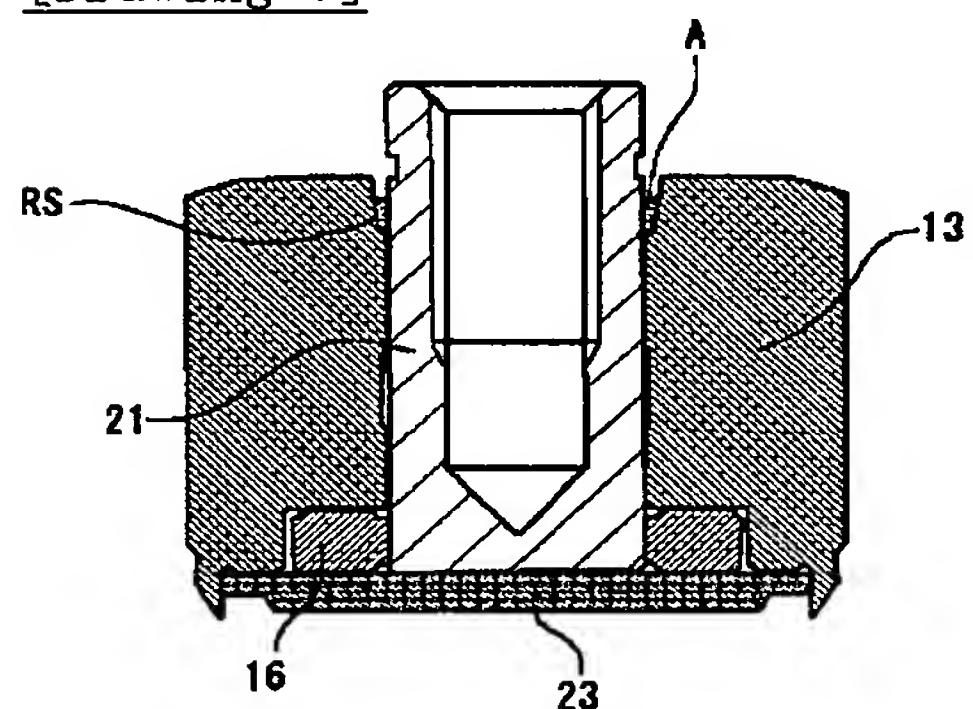
[Drawing 5]



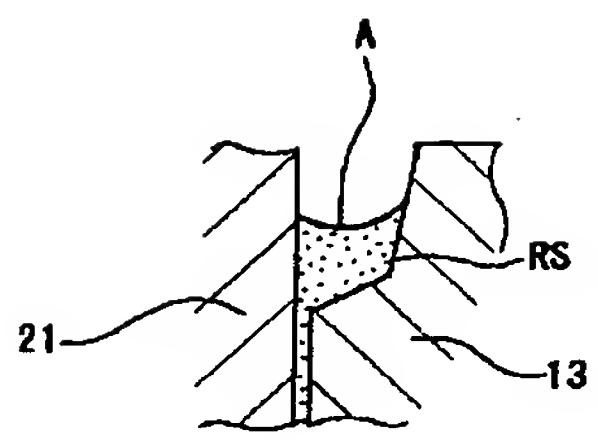
[Drawing 6]



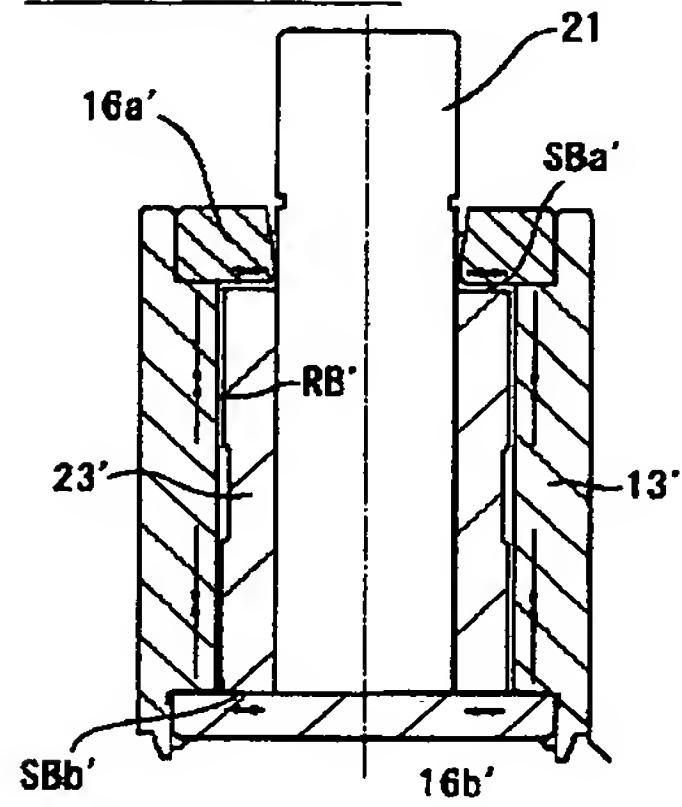
[Drawing 8]



[Drawing 9]



[Drawing 10]



[Translation done.]